ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 12 • декабрь • 2010

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК658.001.76

Инновации как инструмент успешного функционирования предприятия

Канд. техн. наук М.Ю. ЧАЙКОВ, А.М. ЧАЙКОВА

ФГУП "Уральский электромеханический завод",
ООО "Уральский ключ" (343. 374-46-08)

Проанализирована созданная на ФГУП "УЭМЗ" система мотивации творческой работы сотрудников. Приведены конкретные выдержки из инновационного положения о рационализаторской деятельности.

Ключевые слова: *инновации, организация рационализаторской работы, мотивация творчества, конкурентоспособность.*

Chaikov M.Yu., Chaikova A.M.

INNOVATIONS AS THE TOOL OF SUCCESSFUL FUNCTIONING OF THE ENTERPRISE

The worker's creative activity motivation system, founded at the FSUC UEMP, is analyzed in the article. Specific extracts from innovative "Regulations about of rationalization activity " are quoted.

Keywords: *innovations, the organization of rationalization work, motivation of creativity, competitiveness.*

В условиях рыночной экономики любое предприятие должно постоянно внедрять инновации в производство — основное условие сохранения и повышения его конкурентоспособности. Потому что они — главный инструмент улучшения работы всех его звеньев, снижения издержек производства, повышения качества и надежности выпускаемой продукции. Именно поэтому так много внимания уделяется им в промышленно развитых странах мира. Причем характерно, что это касается не столько макроинноваций (скажем, обновления конструкций и технологий), сколько микроинноваций, создаваемых работниками предприятия.

Типичный и наиболее известный тому пример — Япония. Здесь для повышения качества, надежности и производительности широко применяются такие методы, как "кайдзен" ("непрерывное совершенствование"), "муда" ("борьба с непроизводственными тратами"), "мури" ("предупреждение чрезмерной утомляемости работников"), "пока-екэ" ("защита от оплошностей") и др. Наиболее четко смысл всех этих методов определил один из основателей фирмы "Сони" А. Морита: "В компании каждый должен вносить свой посильный вклад, и вклад работников нижнего звена не должен ограничиться только физическим трудом. Мы настаиваем на том, чтобы все наши работники вкладывали свой ум. Сегодня мы получаем в среднем от каждого из наших работников по восемь предложений за год, и большинство из них — предложения, как облегчить их собственную работу, как сделать ее более надежной, а тот или иной процесс — более эффективным".

Результат реализации данной идеи — выдающиеся достижения японской промышленности.

Но проблемой микроинноваций занимались и занимаются не только японцы. Например, создатель автомобильной промышленности США Г. Форд в свое время писал: "Не проходит недели, чтобы не появилось какого-нибудь улучшения в машинах или в процессе производства...". Или относительно сборки поршня двигателя: "Рекордная производительность двадцати восьми человек была — 175 штук в день. А теперь семь человек в течение восьмичасового дня выпускают 2600 штук".

Не стояла в стороне от этого дела и наша страна. Достаточно вспомнить массовое движение рационализаторов во времена СССР.

Сейчас условия, конечно, изменились. И как они сказываются на рационализаторской работе, рассмотрим на примере ФГУП "Уральский электромеханический завод".

В течение десятилетий здесь, как и везде в СССР, проблемы роста производительности труда во многом решались за счет изобретательской и рационализаторской деятельности. Однако в период перестройки экономики число изобретений и рационализаторских предложений (как и на абсолютном большинстве промышленных предприятий страны) сократилось на порядок. Потому что нужно было решать задачу уже не развития, а выживания завода: продукция, на которой

он специализировался (изделия электронного и электромеханического приборостроения для автомобилей, в том числе датчики детонации и другие электротехнические узлы, режущий инструмент и оснастка), оказалась практически невостребованной. Естественно, невостребованными стали и результаты рационализаторской деятельности.

Так, если в 1970—1980 гг. на УЭМЗ внедрялось от 300 до 500 рационализаторских предложений в год, а общее число рационализаторов превышало 2 тыс. человек, то в 1990-х годах ни того, ни другого практически не было.

Однако даже в период "шоковой терапии" многим становилось все более очевидным, что без изобретателей и рационализаторов перейти от социализма к капитализму невозможно: финансовых средств государство не дает, их нужно заработать. В итоге отделу информации и интеллектуальной собственности было поручено заняться выявлением факторов, в наибольшей степени влияющих на повышение творческой активности сотрудников и создание условий для коллективного, массового их участия в рационализаторской работе.

Специалисты завода проанализировали деятельность подразделений, в том числе и патентно-информационного отдела в 1980—1990 гг. Анализу подверглись опыт рационализаторов новоуральского ФГУП "УЭХК", новосибирского ФГУП "ПО Север", екатеринбургского ФГУП "ПО УОМЗ"; постановление Совета Министров РСФСР от 21.06.1991 г. "О мерах по развитию изобретательства и рационализаторской работы на предприятиях Российской Федерации", "Методические рекомендации по организации и проведению рационализаторской работы на предприятиях" и др., а также теории мотивации [1, 2]: иерархии потребностей (А. Маслоу), удовлетворенности трудом (Ф. Герцберг), ценностей работника (М. Рокич) и потребителя (Шет—Ньюскн—Гросс), справедливости (Д. Адамс), подкреплений (Б.Ф. Скинер), цепочки "средство—результат" (Дж. Гутман и Т. Рейнольдс). Было установлено, что существует шесть кластеров факторов, влияющих на эффективность рационализаторской работы. Это факторы моральные (специальное удостоверение на внедренное рацпредложение, запись в трудовой книжке, приказ по предприятию, размещение на доске почета, передача на заводском радио); материальные (размер вознаграждения и его справедливость, число выплат по годам); информированность работников о рационализаторской и изобретательской работе, методах творчества (учеба); атмосфера состязательности и гласности (конкурсы и звания — конкурс на лучшее рацпредложения, направленное на экономию энергоресурсов, звание "Лучший молодой рационализатор завода" и др.); влияние на карьеру (продвижение по служебной лестнице); строгая регламентация процессов рационализации (комплект заводских документов, включая "Положение о рационализаторской деятельности").

Такая классификация позволила разработать в 2008 г. "Положение о рационализаторской деятельности на "ФГУП" УЭМЗ", которое включало ряд очень полезных новшеств. В частности, в нем дано точное определение самому понятию "рационализаторское предложение": "Рационализаторским предложением признается техническое, организационное, управленческое, коммерческое решение, являющееся новым и полезным для предприятия", а также решена проблема вознаграждения за него: "вознаграждение состоит из двух частей — аванса и основной части. Размер аванса составляет 10 % от ожидаемого экономического эффекта внедрения. Его размер устанавливают экономист и руководитель подразделения, где работает автор, и должен быть выплачен не позднее трех дней с даты регистрации предложения". И далее: "Пакет документов, необходимых для выплаты вознаграждения в зависимости от экономического эффекта, готовит отдел информации и интеллектуальной собственности, используя формулу: $В = КЭ - А$, в которой В — размер вознаграждения за предложение, Э — получаемый от него годовой экономический эффект, А — выплаченный аванс и К — коэффициент, учитывающий срок использования предложения: первый год — $К = 0,2$; второй год — $К = 0,15$ и третий год — $К = 0,1$. Причем при выплате вознаграждения за второй и третий год использования предложения аванс не учитывается, т. е. считается равным нулю.

Поощряется и коллектив подразделения, где работает автор рационализаторского предложения: его фонд оплаты труда увеличивается на 2 % от величины полученного экономического эффекта по каждому предложению.

Новое "Положение" вступило в действие в 2009 г. То есть в период, когда финансовый и экономический кризис достиг своего "пика". Но фактически заложенные в нем идеи начали применяться в 2005 г. Например, стали ежегодно организовываться группы желающих прослушать 25-часовой курс "Основы интеллектуальной собственности". Он включает алгоритм подачи заявок на изобретения, полезные модели, промышленные образцы, критерии охраноспособности, средства индивидуализации, программы для ЭВМ, элементы авторского права, ноу-хау, а также вопросы оформления рационализаторских предложений — механизм подачи и делопроизводства, расчеты экономического эффекта, размеры вознаграждения, примеры лучших рацпредложений. И, кроме того, вопросы формализации творческого процесса, основанные на использовании элементов теории решения изобретательских задач и функционально-стоимостного анализа [3, 4].

Первая группа оказалась немногочисленной: в нее вошли 25 человек из 3481, т. е. 0,7 % работников завода (см. таблицу). В том числе 18 уже подавших рациона-

Рационализаторская активность	Сотрудники		Итого
	прошедшие обучение	не прошедшие обучение	
Не подавали рацпредложения	18	3463	3481
Подавали рацпредложения	7	15	22
Итого	25	3478	3503

лизаторские предложения и семь заинтересовавшихся данной проблемой впервые.

Такие сочетания, как известно, оцениваются по степени связи признаков, вариации которых носят альтернативный характер. То есть коэффициентами ассоциации (K_A) и контингенции (K_K), которые вычисляются соответственно по формулам $K_A = \frac{ad - bc}{ad + bc}$ и $K_K = \frac{ad + bc}{\sqrt{(a+b)(c+d)}(a+c)(b+d)}$, в которых a — число прошедших обучение, но раньше не подававших рационализаторские предложения; b — число не прошедших обучение; c — число прошедших обучение и уже подававших рационализаторские предложения; d — число не прошедших обучение, но уже подававших рационализаторские предложения.

В нашем случае (2005 г.) $K_A = 0{,}978$ и $K_K = 0{,}3$, т. е. $|K_A| > 0{,}5$ и $|K_K| \geq 0{,}3$, что доказывает тесноту связи между прохождением обучения и рационализаторской активностью [5].

Аналогичная картина наблюдалась и в 2006—2009 гг. Так что есть все основания надеяться, что создаваемая на УЭМЗ система управления рационализаторской деятельностью позволит более эффективно внедрять инновации в производственный процесс и тем самым повысить конкурентоспособность выпускаемой им продукции.

Литература

1. Мотивация персонала. Ключевой фактор менеджмента: Под ред. Йосио Кондо. Нижний Новгород: СМЦ "Приоритет". — 2002.
2. М. Магура, М. Курбатова. Секреты мотивации. — М.: Управление персоналом. — 2007.
3. М.А. Орлов. Основы классической ТРИЗ. — М.: Солон-Пресс. — 2005.
4. Н.К. Моисеева, М.Г. Карпунин. Основы теории и практики функционально-стоимостного анализа. Учебное пособие для технических специальностей ВУЗов. — М.: Высшая школа. — 1988.
5. Л.И. Бушуева. Применение методов анализа взаимосвязей между признаками в маркетинговых исследованиях // Маркетинг в России и за рубежом. 2004. № 2.

Читатель предлагает

УДК 629.114.4.003.13

Оценка энергетической эффективности транспортной работы автомобиля

Канд. техн. наук В.И. КОПОТИЛОВ

ТВВИКУ (ВИ) (3.452. 26-84-82)

Дается критерий энергетической эффективности транспортной работы автомобиля. Рассматривается влияние скорости движения автомобиля, его грузоподъемности, № передачи, массы перевозимого груза, вида используемого топлива, экономичности ДВС на энергетическую эффективность работы АТС.

***Ключевые слова**: автомобили, транспортная работа, энергия, эффективность.*

Kopotilov V.I.

THE ENERGETIC EFFICIENCY ASSESSMENT OF TRANSPORT OPERATION OF EHICLE

The criterion of energetic efficiency of transport operation of vehicle is given. The influence of vehicle speed, its capacity, number of transmission, quality of transported goods, grade of fuel, economy of fuel supply load on energetic efficiency of motor vehicles is examined.

***Keywords:** vehicles, transport operation, energy, efficiency.*

Транспортную деятельность автомобиля можно оценивать с разных позиций, в том числе и с точки зрения эффективности использования энергии топлива, израсходованного на перемещение груза или пассажиров. Но здесь, очевидно, необходим соответствующий показатель, который бы соизмерял размер создаваемого полезного эффекта, т. е. объем транспортной работы, и величину того ресурса, который потрачен на его создание — количество израсходованной энергии. И автор его предлагает. Это отношение совершенной автомобилем транспортной работы W (т · км) к израсходованной им энергии Ω (мДж), т. е. формула № 1 (см. таблицу). В свою очередь, значение W легко подсчитать по формуле № 2, а Ω — по формуле № 3.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$Э = W/\Omega$	—
2	$W = 10^{-6} m^{н}_{гр} \gamma\beta S$	$m^{н}_{гр}$ — номинальная грузоподъемность автомобиля (кг); γ — коэффициент использования грузоподъемности; β — коэффициент пробега; S — путь (м)
3	$\Omega = Q_т \rho_т H_u$	$Q_т$ — количество израсходованного топлива (л); $\rho_т$ — плотность топлива (кг/л); H_u — низшая теплотворная способность топлива (МДж/кг)
4	$Q = 10^{-5} \int_0^S q_s dS = 10^{-5} q_{ss} S$	q_{ss} — средний для рассматриваемого интервала пробега расход топлива (л/100 км)
5	$Э_s = \frac{m^{н}_{гр} \gamma\beta}{10 \rho_т H_u q_{ss}}$	—
6	$q_{ss} = \frac{\sum P^c_k}{10 \rho_т \eta_i H_u}$	$\sum P^c_k$ — среднее значение суммарного сопротивления движению автомобиля (Н); η_i — индикаторный КПД двигателя
7	$Э_s = \frac{m^{н}_{гр} \gamma\beta \eta_i}{\sum P^c_k}$	—

Величина эксплуатационного расхода $Q_т$ топлива, входящая в формулу № 3, в математическом отношении представляет собой интеграл от величины путевого расхода $q_т$ топлива (формула № 4).

В итоге показатель эффективности *Э* можно выразить формулой № 5, с помощью которой очень удобно сравнивать энергетическую эффективность транспортной работы различных автомобилей по результатам их эксплуатационных испытаний или в стандартных ездовых циклах, например, городском ездовом цикле (ГЕЦ). Из этой формулы следует, что при прочих равных условиях уровень эксплуатационной энергетической эффективности АТС тем выше, чем лучше используется его грузоподъемность (γ) и пробег (β), а также чем меньше средний путевой расход топлива (следовательно, и расход энергии) на единицу пробега.

Однако на практике, к сожалению, все не так просто, как может показаться на первый взгляд. Дело в том, что большинство входящих в формулу № 5 параметров зависит от режима эксплуатации автомобиля, условий движения и особенностей его конструкции.

Рассмотрим влияние основных факторов.

1. *Скорость движения и номер передачи в коробке передач.* Скоростной режим относится к числу факторов, определяющих энергетическую эффективность автомобиля. Проведенный расчет показывает (рис. 1), что увеличение скорости движения и понижение номера передачи (т. е. увеличение передаточного отношения трансмиссии) всегда значительно повышает расход энергии (топлива). Причина в том, что при увеличении скорости возрастают внешние силы сопротивления движению, а при увеличении передаточного числа трансмиссии — внутренние. В результате на выполнение одного и того же объема транспортной работы автомобиль затрачивает бóльшее количество энергии.

Таким образом, с точки зрения эффективности расходования энергии автомобиль должен двигаться, если возможно, на высшей передаче, но с минимальной устойчивой скоростью. Все другие режимы менее эффективны. Правда, такой режим находится в противоречии с другими критериями эффективности транспортной работы, например, с производительностью, которым соответствуют повышенные скорости движения.

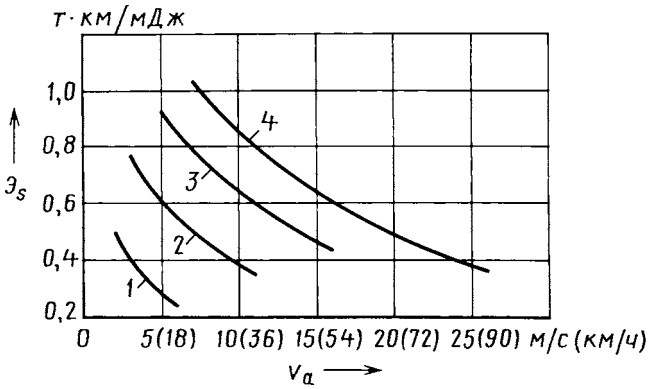


Рис. 1. Зависимость энергоэффективности автомобиля от скорости его движения на разных передачах:

1 — вторая передача; *2* — третья передача; *3* — четвертая передача; *4* — пятая передача

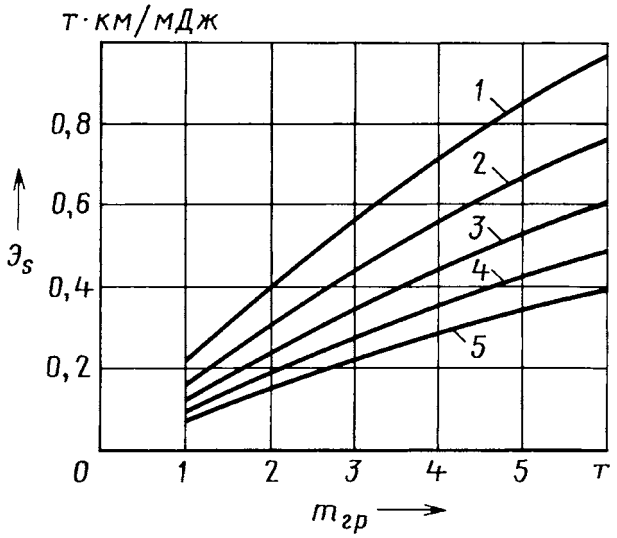


Рис. 2. Зависимость энергоэффективности автомобиля от массы груза при различных скоростях движения:

1 — $v_а$ = 8 м/с (28,8 км/ч); *2* — $v_а$ = 12 м/с (43,2 км/ч); *3* — $v_а$ = 16 м/с (57,6 км/ч); *4* — $v_а$ = 20 м/с (72 км/ч); *5* — $v_а$ = 24 м/с (86,4 км/ч)

2. *Полезная нагрузка.* В условиях эксплуатации важнейшим фактором, определяющим энергетическую эффективность автомобиля, является масса перевозимого груза ($m_{гр} = m^{н}_{гр}\gamma$), увеличение которой приводит к значительному улучшению использования энергии топлива на всех скоростях движения, но особенно — на небольших. Это хорошо видно из рис. 2, на котором приведена зависимость энергоэффективности автомобиля от массы груза и скорости движения. Такое влияние $m_{гр}$ обусловлено тем, что рост массы перевозимого груза приводит к гораздо большему увеличению полезного эффекта (транспортной работы), нежели количества потребляемой при этом энергии. Причем благоприятное влияние массы груза тем выше, чем с меньшей скоростью осуществляется его перемещение.

3. *Дорожные условия.* Увеличение коэффициента ψ суммарного дорожного сопротивления означает возрастание силы сопротивления дороги $P_ψ$. На ее преодоление, естественно, требуется больше энергии. Причем и расходуется она (рис. 3) менее эффективно. Однако роль дорожных условий, характеризуемых коэффициентом ψ, не столь значима, как скорости движения, номера передачи и массы перевозимого груза.

4. *Вид используемого топлива и топливная экономичность двигателя.* Если исходить из критерия *Э*, то может показаться, что энергетическая эффективность автомобиля очень сильно зависит от теплотворной способности используемого топлива. Однако это не так. На самом деле непосредственной зависимости *Э* от H_u, т. е. от вида используемого топлива, нет. Чтобы доказать это, подставим в формулу № 5 выражение для среднего путевого расхода топлива q_{ss} (формула № 6). Тогда формула № 5 примет вид формулы № 7. Из нее следует: энергетическая эффективность транспортной

работы автомобиля тем выше, чем больше индикаторный КПД его силовой установки, масса перевозимого груза, использование грузоподъемности и пробега, а также меньше величина среднего суммарного сопротивления движению. Это означает, что с точки зрения энергетической эффективности большое значение имеет не само топливо (точнее, его теплотворная способность), а степень превращения его скрытой энергии в индикаторную работу, т. е. индикаторный КПД силовой установки автомобиля.

5. *Грузоподъемность (пассажировместимость).* Увеличение номинальной грузоподъемности $m_{гр}^{н}$ и, соответственно, массы перевозимого груза — фактор, определяющий уровень энергетической эффективности АТС. Однако влияние $m_{гр}^{н}$ на показатель $Э_s$ значительно сложнее, чем простое изменение массы перевозимого груза. Дело в том, что изменение номинальной грузоподъемности сказывается на уровне затрат энергии и опосредованно. Это проявляется в изменении собственной массы автотранспортного средства ($m_о$), литража его двигателя (V_h), радиуса колес (r) и других параметров конструкции.

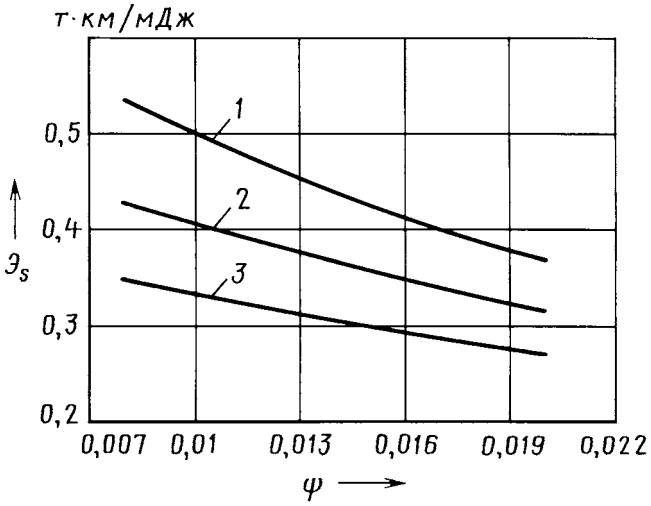


Рис. 3. Зависимость энергоэффективности автомобиля от коэффициента сопротивления дороги при различных скоростях движения:

1 — $v_а$ = 8 м/с (28,8 км/ч); *2* — $v_а$ = 11 м/с (39,6 км/ч); *3* — $v_а$ = 14 м/с (50,4 км/ч)

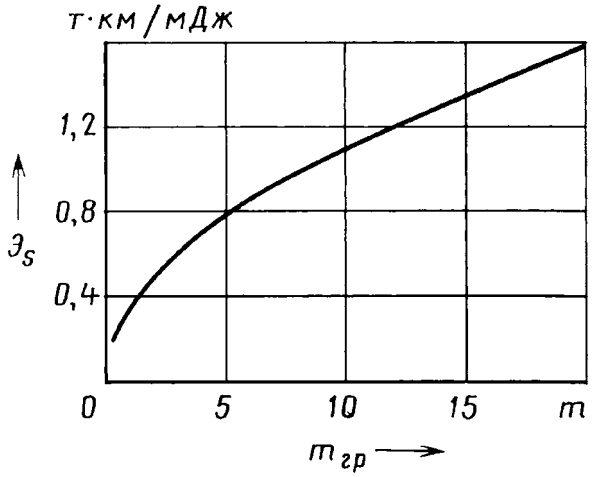


Рис. 4. Зависимость энергоэффективности грузового автомобиля от его номинальной грузоподъемности

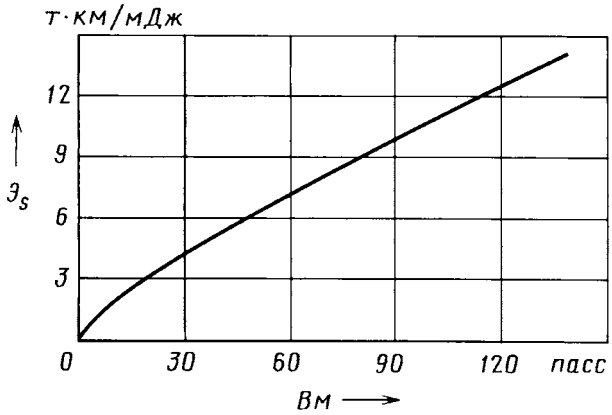


Рис. 5. Зависимость энергоэффективности автобуса от его пассажировместимости

Таким образом, влияние $m_{гр}^{н}$ достаточно сложно и многообразно, поэтому оценка влияния указанного фактора на энергетическую эффективность возможна только путем выявления статистической взаимосвязи и построения соответствующей зависимости $Э_s = f(m_{гр}^{у})$. Для грузовых автомобилей такая зависимость применительно к равномерному движению по асфальтобетонной дороге при скорости 60 км/ч (в условиях, соответствующих ГОСТ 20306—90) приведена на рис. 4. Она получена в результате анализа данных по контрольным расходам топлива 44 бензиновых и дизельных грузовых бортовых автомобилей отечественного и белорусского производства, причем в статистическую выборку вошли не только одиночные автомобили, но и автопоезда в составе тягача и прицепа, а также тягача и полуприцепа. Данная кривая соответствует уравнению типа $y = 0{,}341x^{0{,}51}$. На рис. 5 дана аналогичная зависимость, которая построена по 32 бензиновым и дизельным автобусам. В этом случае кривая описывается уравнением $y = 0{,}298x^{0{,}78}$.

Полученные зависимости наглядно свидетельствуют о том, что автотранспортные средства малой грузоподъемности (пассажировместимости) с энергетической точки зрения малоэффективны. Наибольшая же эффективность расходования энергии свойственна большегрузным автопоездам и городским автобусам большого и особо большого классов, особенно сочлененным.

Таким образом, анализ энергетической эффективности транспортной работы автомобилей показывает, что ее уровень определяется прежде всего режимом эксплуатации автотранспортного средства (скоростью движения, а также степенью использования грузоподъемности и пробега), дорожными условиями, грузоподъемностью (вместимостью) и экономичностью его конструкции, которая, в свою очередь, зависит от индикаторного КПД силовой установки, а также факторов, обусловливающих суммарное сопротивление движению.

АСМ-факты

ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ
предприятиями России, Белоруссии, Украины, Узбекистана и Азербайджана
(по данным ОАО «АСМ-холдинг»)

Предприятие-изготовитель	Сентябрь 2010 г.	Сентябрь 2009 г.	Прирост (%)	Январь—сентябрь 2010 г.	Январь—сентябрь 2010 г.	Прирост (%)
ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
ЗИЛ	75	113	−43,6	1 010	1 287	−21,5
*Смоленский автоагрегатный завод	5	4	+25,0	79	81	−2,5
ГАЗ	7 728	1 664	+364,4	47 235	26 525	+78,1
АЗ "Урал"	1 113	573	+94,2	7 222	4 700	+53,7
*Саранский завод автосамосвалов	71	52	+36,5	733	494	+48,4
КамАЗ	3 315	2 632	+25,9	21 968	16 251	+35,2
НефАЗ						
УАЗ	1 905	1 128	+68,9	11 928	6 483	+84,0
"Северстальавто-Исузу"	439	–	–	1 279	780	+64,0
"Соллерс-Елабуга"	142	521	−72,7	5 043	1 961	+157,2
"Автомобили и моторы Урала" (АМУР)	13	15	−13,3	144	187	−23,0
"ИжАвто"	10	—	—	10	1 016	−99,0
БАЗ	12	13	−7,7	75	65	+15,4
"192 Центральный завод" (Брянская обл.)	—	—	—	11	—	—
КЗКТ	—	—	—	4	7	−42,9
"Вольво Калуга плант", "Вольво Восток"	161	8	+1912,5	729	175	+316,6
"Ивеко-АМТ"	44	28	+57,1	334	157	+112,7
"ВАЗинтерсервис" (ВИС)	369	3	+12200,0	2 098	831	+152,5
ТагАЗ	1	24	−95,8	1 011	851	+18,8
Завод "Стройнефтемаш" (Ростовская обл.)	—	—	—	—	59	—
"Скания-Питер"	48	—	—	137	—	—
"Яровит Моторс"	—	—	—	—	4	—
*Шебекинский завод автоспецоборудования (Белгородская обл.)	—	6	—	14	42	−66,7
"90 Экспериментальный завод" (Московская обл.)	—	—	—	3	—	–
*"Бецема"	48	2	+2300,0	233	111	+109,9
*"Метровагонмаш"	–	3	–	13	50	−74,0
*Великолукский завод лесхозмаш	1	1	0	1	1	0
*"Филиал Машзавод" (Тверская обл.)	–	6	–	21	71	−70,4
*"Спектр Авто"	34	4	850,0	194	452	−57,1
*"Чайка-НН"	45	25	180,0	417	202	+106,4
*РИАТ	13	4	325,0	102	35	+191,4
*"Амурдормаш"	—	—	—	1	—	—
МАЗ	966	527	+83,3	7 708	7 757	−0,6
МЗКТ	28	24	+16,7	251	269	−6,7
БелАЗ	76	61	+24,6	719	530	+35,7
МоАЗ	4	6	−33,3	55	71	−22,5
КрАЗ	135	16	+743,8	712	115	+519,1
КрАСЗ	—	—	—	—	10	—
ЗАЗ	45	173	−74,0	2 116	1 701	+24,4
"Богдан"	149	—	—	729	1	+72800,0
Бориспольский АЗ	18	—	—	105	—	—
Гянджинский АЗ	4	—	—	555	—	—
ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
ВАЗ	60 135	29 846	+101,5	378 629	202 986	+86,5
ПСА "БРОНТО"	32	24	+33,3	197	131	+50,4
"ДжиЭм-АвтоВАЗ"	3 854	2 736	+40,9	24 573	14 808	+65,9
"Автотор"	17 668	4 956	+256,5	114 503	48 144	+137,8
"Автофрамос"	8 832	5 829	+51,5	59 827	36 770	+62,7
ГАЗ	1 007	364	+176,6	4 015	1 178	+240,8
УАЗ	2 811	1 771	+58,7	16 997	9 948	+70,9
"Соллерс-Набережные Челны"	1 061	109	+873,4	4 121	4 217	−2,3
"Соллерс-Елабуга"	5	98	−94,9	1 902	497	+282,7
"Соллерс-Дальний Восток"	1 349	—	—	9 031	—	—
"Автомобили и моторы Урала" (АМУР)	—	1	—	—	143	—
"ИжАвто"	246	3	+8 100,0	246	9 932	−97,5
ТагАЗ	1 911	2 870	−33,4	19 305	16 937	+14,0
"АК ДерВейс"	1 367	—	—	6 645	357	+1 761,3
"Аргунский завод "Пищемаш" "Чеченавто"	—	91	—	122	599	−79,6
"Форд Мотор Компани"	8 906	1 695	+425,4	55 465	29 983	+85,0
Предприятия Санкт-Петербурга: "Дженерал Моторз Авто", "Тойота Мотор Мануфэкчуринг Россия", "Ниссан Мануфэкчуринг Рус"	8 420	1 973	+326,8	43 047	11 240	+283,0
"Фольксваген Груп Рус" (Калуга)	6 592	4 275	+54,2	73 195	38 545	+89,9
"ПСМА-Рус" (Калуга)	3 235	—	—	12 522	—	—
СП "ЮНИСОН" (Минская обл.)	—	20	—	19	146	−87,0
"ДжиЭм-Узбекистан"	18 696	18 116	+3,2	160 859	144 622	+11,2
"ЗАЗ"	4 212	1 749	+140,8	25 965	34 909	−25,6
"Богдан"	1 783	1 257	+41,8	12 547	12 251	+2,3
КрАСЗ	632	400	+58,0	4 597	2 667	+72,4
"Еврокар"	1 050	555	+89,2	4 800	1 863	+157,6
АВТОБУСЫ						
КамАЗ	—	—	—	5	—	—
НефАЗ	85	90	−5,6	616	393	+56,7
ГАЗ	2 013	391	+414,8	9 383	8 472	+10,8
АЗ "Урал"	49	27	+81,5	379	188	+101,6
ПАЗ	801	899	−10,9	5 826	4 382	+33,0
ЛиАЗ	148	159	−6,9	770	553	+39,2
ГолАЗ	21	19	+10,5	103	58	+77,6
КАвЗ	70	62	+12,9	390	271	+43,9

Предприятие-изготовитель	Сентябрь 2010	Сентябрь 2009	Прирост (%)	Январь— сентябрь 2010	Январь— сентябрь 2010	Прирост (%)
"Русские автобусы Марко"	—	—	—	3	55	−94,5
УАЗ	1 842	963	+91,3	8 808	4 419	+99,3
"Соллерс-Елабуга"	332	316	+5,1	1 930	1 009	+91,3
ВАП "Волжанин"	26	19	+36,8	214	113	+89,4
"Тушино-Авто"	—	20	—	94	85	+10,6
"Мичуринский автобус"	1	—	—	27	5	+440,0
"Скания-Питер"	—	4	—	4	34	−88,2
"СТ Нижегородец"	190	355	−46,5	1 429	1 350	+5,9
ТагАЗ	198	46	+330,4	745	356	+109,3
Ростовский автобусный завод	7	14	−50,0	52	28	+85,7
"Транс Альфа Электро" (ВМЗ)	5	4	+25,0	27	11	+145,5
"ТролЗА"	—	—	—	1	—	—
"Кузбасс-Авто"	—	—	—	64	—	—
*"Уралпромтехника" (Миасс)	—	—	—	2	32	6,3
ПКФ "Луидор" (Нижегородская обл.)	154	—	—	691	—	—
"Ирито"	57	—	—	621	—	—
МАЗ	200	74	+170,3	1 166	961	+21,3
Другие предприятия Белоруссии: Гомельский АРЗ, ОЗ "Неман", "Белкоммунмаш"	37	64	−42,2	225	221	+1,8
"Завод коммунальной техники" (ЛАЗ)	10	—	—	27	—	—
"Анто-Рус" (Херсон)	2	1	+100,0	6	1	+500,0
Черниговский АЗ	35	12	+191,7	196	33	+493,9
Часовоярский РЗ	32	23	+39,1	264	321	−17,8
Бориспольский АЗ	56	—	—	411	—	—
"Богдан"	91	98	−7,1	697	340	+105,0
ЗАЗ	34	—	—	316	77	+310,4
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
ЛиАЗ	10	21	−52,4	12	32	−62,5
"Тролза"	27	38	−28,9	160	209	−23,4
"Транс Альфа Электро" (ВМЗ)	—	9	—	15	75	−80,0
"Тушино-Авто"	—	4	—	—	54	—
"Башкирский троллейбусный завод"	9	5	+80,0	92	49	+87,8
МАЗ	—	—	—	22	—	—
Другие предприятия Белоруссии: "Белкоммунмаш", "Этон"	36	24	+50,0	171	284	−39,8
СБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКТЫ						
ЛиАЗ	14	19	−26,3	88	47	+87,2

Примечание: *— на шасси других отечественных предприятий

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 621.436.038-523.8

Управление дизелем ЯМЗ уровня "Евро-3" на режимах холостого хода

Д-р техн. наук Ю.Е. ХРЯЩЕВ, А.А. ФИЛИППОВ,
В.В. КРУТОВ, Д.А. ЕПАНЕШНИКОВ

Ярославский ГТУ (4852. 44-68-33),
ОАО "ЯЗДА" (4852. 40-58-38),
ОАО "Электронная автоматика" (4852. 33-26-22)

Статья посвящена проблеме устойчивости работы автомобильных дизелей ЯМЗ на холостом ходу. Дан анализ причин колебаний частоты вращения их коленчатого вала на этом режиме, приведены конструкторские, технологические и алгоритмические способы их устранения. Показано, что наиболее эффективный из них — выпуск дизелей и топливной аппаратуры надлежащего качества и применение электронных систем управления.

Ключевые слова: *дизель, частота вращения, устойчивость, холостой ход, электроника, управление, способ, топливная аппаратура, качество.*

Khryashchov Yu.E., Filippov A.A., Krutov V.V., Yepaneshnikov D.A.
CONTROL OF COMPRESSION COMBUSTION ENGINE YAMZ OF LEVEL EURO 3 ON IDLING

Paper is devoted a problem of stability of work of automobile diesel engine YAMZ on idling. The analysis of the reasons of an onset of oscillations of a rotational speed of the mentioned diesel engines on idling is given, ways of their elimination are resulted, namely: constructional, technological and algorithmic. It is shown that most effective of them are — production of diesel engines and fuel equipment of appropriate quality and application of electronic control systems.

Keywords: *diesel engine, frequency of rotation, stability, idling, electronics, control, method, fuel equipment, quality.*

Характер движения современных большегрузных АТС (например, магистрального автопоезда, городского автобуса, строительного самосвала и т. д.) имеет свои специфические особенности, поэтому и управление нагрузочно-скоростными режимами их дизелей тоже различно. Скажем, при движении по магистрали используется (рис. 1) внешняя скоростная характеристика, в городском транспортном потоке — средняя часть поля нагрузочно-скоростных режимов (от внешней скоростной характеристики до характеристики холостого хода); при совершении различного вида маневров (движение задним ходом, выполнение каких-то технологических режимов и т. п.) — малые скоростные режимы с небольшим потреблением мощности; при движении в горной местности — торможение двигателем, т. е. работа с отрицательными значениями крутящего момента; при переключении передач, в те-

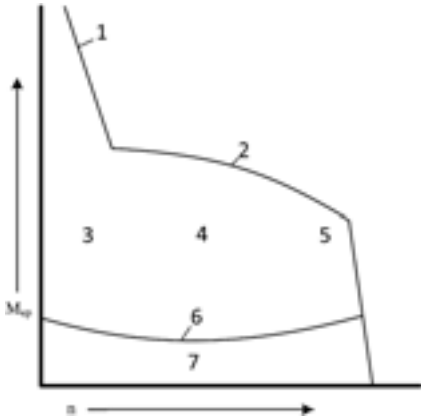


Рис. 1. Назначение зон поля нагрузочно-скоростных характеристик автомобильного дизеля:

1 — скоростная характеристика холодного пуска; *2* — внешняя скоростная характеристика; *3* — зона маневренных режимов; *4* — зона технологических режимов; *5* — номинальные режимы; *6* — характеристика холостого хода; *7* — зона торможения двигателем

чение кратковременной остановки АТС и т. п. дизель работает на холостом ходу.

Все это привело к созданию различного типа регуляторов, в том числе многорежимных, с помощью которых устанавливается различный наклон регуляторных статических характеристик дизеля на различных режимах его работы. Кроме одного — режима холостого хода: проблема управления данным режимом до конца так и не решена, что обусловлено рядом причин. И основная из них состоит в том, что потребление топлива на режимах холостого хода очень незначительно, поэтому его точное дозирование становится крайне затруднительным. Причем чем хуже качество конструкции и изготовления топливной аппаратуры и самого дизеля, тем сложнее управлять частотой вращения коленчатого вала посредством такого дозирования.

Все дело в том, что в топливной аппаратуре и дизеле силы сопротивления любым механическим перемещениям их элементов не только высоки, но и неравномерны. А это приводит к неравномерному, с рывками и остановками перемещению элементов системы управления. И чем, повторяем, хуже качество изготовления дизеля и его топливной аппаратуры, тем сильнее это проявляется.

Кроме того, процесс возникновения колебаний частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу обусловлен и самой конструкцией дизеля как дискретно работающего объекта: его система регулирования не может не реагировать на циклические процессы сгорания, которые периодически сообщают ускорения коленчатому валу, поскольку регулятор имеет обратную связь — воспринимает колебания, "раскачивая" рейку ТНВД. Тем самым циклически изменяя величину цикловой подачи топлива, т. е. способствуя увеличению нестабильности работы дизеля на холостом ходу.

Многим кажется, что перечисленных недостатков можно избежать с помощью электронных систем управления. Однако на деле все, к сожалению, далеко не так. Современные электронные системы, имея блочную структуру построения алгоритмов управления, сами могут стать причиной неустойчивости на холостом ходу: процесс функционирования каждого модуля и обмен информацией между ними сопровождается соответствующими задержками времени, создающими сдвиг фаз между моментами измерения частоты вращения коленчатого вала и изменения топливоподачи, которое должно компенсировать положительный или отрицательный "заброс" данной частоты. И чем больше сдвиг фаз, тем ниже устойчивость системы.

И это не только чисто теоретические соображения. Они подтверждены практикой создания в ОАО "ЯЗДА" топливной аппаратуры "Компакт-40" моделей 136 и 179, оснащенной электронной системой управления ЭСУ-1А (рис. 2), которой в настоящее время снабжаются дизели ЯМЗ-656 и ЯМЗ-658, соответствующие нормам "Евро-3".

Данными дизелями сейчас комплектуются автомобили МАЗ и автобусы ЛиАЗ. Причем на МАЗах реализованы такие функции, как ограничение скорости движения автомобиля, круиз-контроль, моторный тормоз, совместная работа с АБС "Вабко", а на ЛиАЗах — управление стартером, блокировка движения при открытых дверях, дополнительное управление дизелем из моторного отсека, совместная работа с ГМП "Фойт". И надо сказать, что к работе "Компакт-40" со стороны эксплуатационников особых претензий нет. Наоборот, они говорят о многочисленных достоинствах электронной системы управления.

Однако произошло это не сразу. В начале производства и эксплуатации аппаратуры "Компакт-40" выявился один весьма существенный недостаток управления холостым ходом дизеля — колебания частоты вращения (рис. 3), которые делали невозможным комфортное использование АТС потребителем.

Устранить данный недостаток помог опыт эксплуатации дизелей ЯМЗ предыдущих поколений, не оснащенных системами электронного управления. А он свидетельствовал о том, что у них тоже были проблемы с регулированием часто-

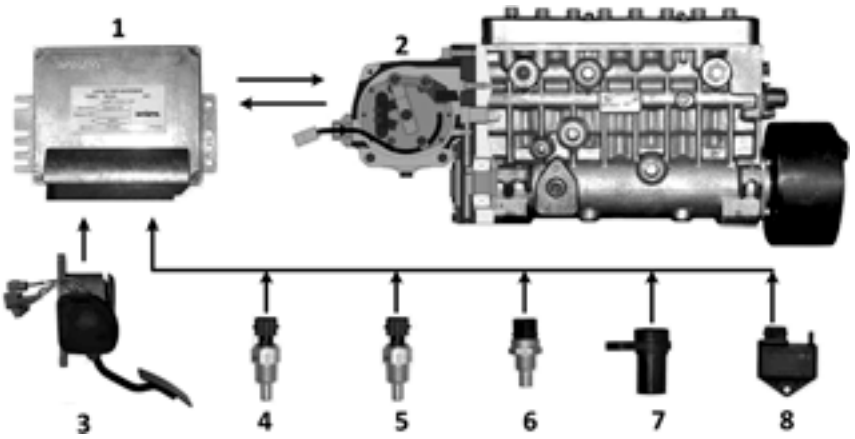


Рис. 2. Топливная аппаратура типа "Компакт-40" уровня "Евро-3" с электронной системой управления ЭСУ-1А:

1 — электронный блок управления с датчиком 36.3855-10 положения исполнительного механизма; *2* — поворотный электромагнит ЭМП01-30; *3* — педальный модуль КДБА 453621.001; *4* — датчик 192.3828 температуры охлаждающей жидкости; *5* — датчик 192.3828 температуры надувочного воздуха; *6* — датчик 192.3828 температуры топлива; *7* — датчик ДС-1 частоты вращения коленчатого вала; *8* — датчик 23.3855 давления надувочного воздуха

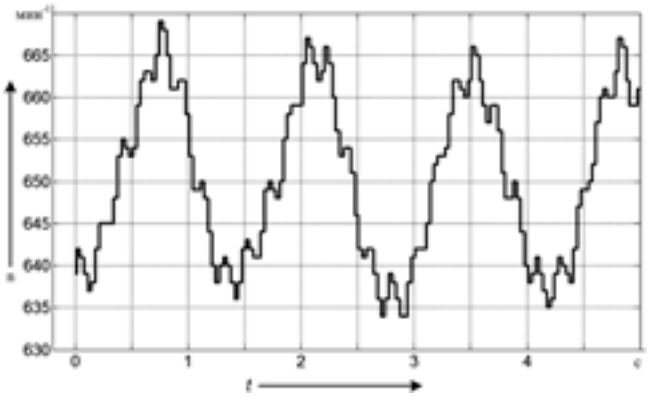


Рис. 3. Колебания частоты вращения коленчатого вала дизеля, оснащенного первым опытным вариантом системы "Компакт-40", на режиме холостого хода

ты вращения коленчатого вала на режиме холостого хода. И их тогда удалось решить путем совершенствования конструкции и технологии изготовления топливной аппаратуры, а также индивидуальной подстройки механического регулятора частоты вращения.

Отсюда был сделан вывод: необходимо проверить возможность реализации такого же пути на топливной аппаратуре "Компакт-40" с электронной системой ЭСУ-1А.

Специалисты, проведя анализ конструкции и технологии изготовления топливной аппаратуры, установили, что, во-первых, на качество регулирования частоты вращения коленчатого вала дизеля сильное влияние оказывает форма протекания частичных характеристик цикловой подачи топлива, которая, в свою очередь, определяется конструкцией плунжерной пары ТНВД. Однако на малых частотах вращения распределительного вала протекание этих характеристик не менее сильно зависит и от конструкции нагнетательного клапана, применяемого для исключения подвпрыскивания топлива.

Вариантов исполнения этого клапана два — в виде клапана двойного действия (постоянного давления) и в виде клапана постоянного объема, у которого, в отличие от клапана постоянного давления, отсутствует разгрузочный поясок, а жесткость пружины и, следовательно, давление страгивания значительно меньше.

В аппаратуре "Компакт-40" применили из-за его технологичности второй вариант. Однако он, к сожалению, имеет недостатки, отрицательно сказывающиеся на качестве регулирования частоты вращения коленчатого вала дизеля на холостом ходу. В частности, отсечка подачи топлива сопровождается переразгрузкой линии высокого давления и образованием паровых пробок. Но из-за малой затяжки пружины клапана их заполнение идет за счет давления в линии наполнения ТНВД, которое сравнительно невелико (0,1—0,2 МПа, или 10—20 кгс/см^2). Поэтому секции ТНВД заполняются неодинаково, что ведет к неидентичности цикловых подач. Причем особенно сильно это проявляется именно на режимах холостого хода, когда подачи невелики.

Использование первого варианта, клапана двойного действия, позволяет разгрузить линии высокого давления одинаково во всех секциях, улучшить гидравлическую стабильность потока и тем самым обеспечить точность впрыскивания, следовательно, и хорошее качество регулирования частоты вращения холостого хода.

Во-вторых, установлено, что заслуживает внимания и конструкция привода плунжера ТНВД.

Обычно он соединен с зубчатым венцом и с помощью зубчатой рейки поворачивается вокруг своей оси. Причем для гарантированного, без заклинивания, перемещения рейки зазор в зацеплении должен составлять 0,2—0,4 мм, а на практике он и того больше — до 0,6 мм. Но известно, что при зазоре более 0,3 мм возникает такая большая зона нечувствительности, при которой топливная аппаратура становится неуправляемой в пределах, достаточных для возникновения колебаний частоты вращения коленчатого вала на режимах холостого хода дизеля.

В-третьих, традиционно применяемая на насосах высокого давления ЯЗДА конструкция рейки и ее компоновка в случае электромеханического ее привода оказались не совсем удачными: рейка в поперечном сечении выполнена круглой. Это повышает ее массу, а значит, и массу подвижных деталей, а также не исключает возможности ее поворотов вокруг собственной оси. Особенно в сочетании со сферическими подшипниками в приводе от электромагнитного механизма. Да и сам по себе зубчатый привод плунжеров — конструкция устаревшая: при поворотах рейки вокруг оси за счет некачественного изготовления зубьев (например, не выдержана геометрия профиля, имеются заусенцы от выхода режущего инструмента) получается неравномерное сопротивление ее перемещению, следовательно, непредсказуемая разница дозирования топлива различными секциями ТНВД. Те же последствия дает некачественное изготовление плунжерных пар, формы и расположения отверстий в корпусе ТНВД.

Наконец, в-четвертых: на возникновение колебаний частоты вращения коленчатого вала влияет и состояние элементов ЭСУ: неисправность магнита исполнительного механизма, поломка возвратной пружины исполнительного механизма, некачественное изготовление жгута соединительных проводов, некачественное изготовление или повреждение в процессе транспортировки и эксплуатации датчиков положения исполнительного механизма, неправильная установка датчиков частоты вращения относительно зубчатого венца маховика.

Таким образом, анализ показал, что совершенствование конструкции, улучшение качества изготовления и сборки топливной аппаратуры и системы управления — это, действительно, инструменты, с помощью которых можно кардинально улучшить качество регулирования частоты вращения коленчатого вала дизеля. Особенно на режиме минимального холостого хода.

Естественно, что все мероприятия были реализованы. Кроме того, на основании результатов анализа специалисты разработали критерий контроля качества регулирования частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу по косвенным признакам, используемый во время обкатки ТНВД в цехе сборки и испытаний. Этот критерий позволяет оценить переходный процесс перемещения рейки, имеющего ступенчатую форму.

В итоге сейчас на большей части тех дизелей ЯМЗ, где проявляются повышенные колебания частоты холостого хода, подстройкой параметров электронного

блока управления удается снизить колебания до приемлемого уровня. Именно подстройкой. Дело в том, что управляющая программа в блоке управления использует базовые (усредненные) параметры данных и настройки ПИД-регуляторов, тогда как дизели даже одной модификации существенно отличаются друг от друга. Что и привело к необходимости динамической настройки системы управления сразу после сборки дизеля, а потом, после приработки топливной аппаратуры, и ее повторной поднастройки. И не только. В связи с тем, что параметры и характеристики дизеля, сошедшего с конвейера, не остаются неизменными как в период приработки, так и на протяжении всего времени его эксплуатации, такие подстройки крайне желательны и при выполнении ТО дизелей. Это начинают понимать и изготовитель, и потребитель АТС. Типичный тому пример — сервисные центры и дилеры РУП "МАЗ": они уже оснащены сервисным программным обеспечением EDCDiags, с помощью которого возможно диагностирование дизелей, топливной аппаратуры, элементов системы ЭСУ-1 и поднастройка в управляющей программе блока управления.

Тем не менее авторы считают, что совершенствование конструкции, улучшение качества изготовления и сборки топливной аппаратуры и системы управления являются основными мероприятиями по устранению причин рассматриваемой проблемы и могут кардинально улучшить качество регулирования частоты вращения коленчатого вала двигателя. Особенно на режиме минимального холостого хода, что приведет к повышению потребительских качеств автомобилей.

Однако частичным решением проблемы, связанной с неопределенностью характеристик и отдельных параметров дизелей, включая неидентичность, нестабильность и случайность, проявляющиеся на двигателе в виде нестабильной работы на режимах холостого хода, может быть внедрение адаптивных алгоритмов автоматической подстройки параметров системы управления. И это утверждение небезосновательно. Во-первых, теория автоматического регулирования предлагает самые различные способы построения адаптивных регуляторов; во-вторых, один из таких алгоритмов уже реализован в версии программного обеспечения DieselControl 4.03.279 (модификация 50.3763-30 электронного блока управления).

УДК 629.114.42

Особенности конструкции самосвалов БелАЗ с электромеханической трансмиссией

Н.В. БИГЕЛЬ

БелАЗ

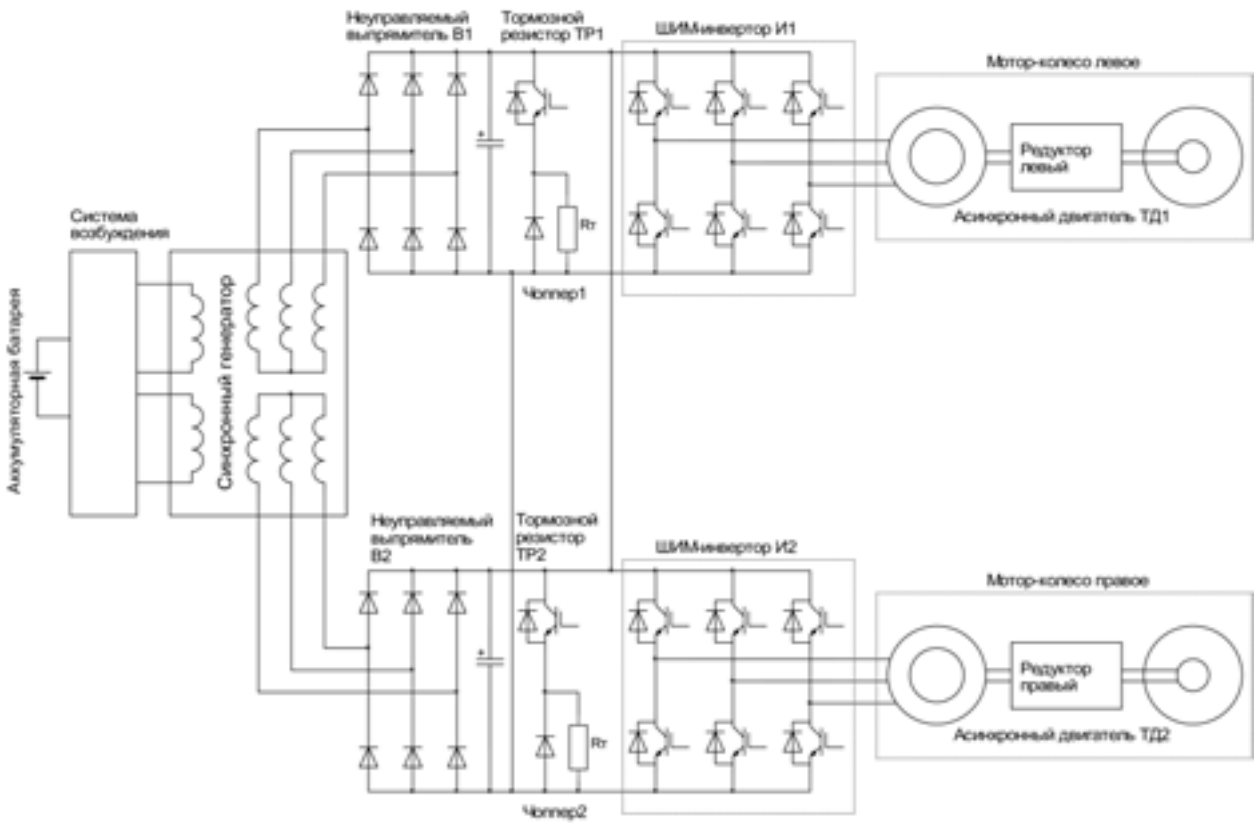
По мере роста глубины карьеров и уклонов дорог к электромеханическим трансмиссиям карьерных самосвалов предъявляются все более высокие требования в части тягово-динамических характеристик, электрических и тепловых нагрузок. Тяговый электропривод должен обеспечивать не только надежную работу с увеличенными нагрузками, но и высокие коэффициент технической готовности и производительность самосвала, что заставило специалистов в последнее время пересмотреть конструкцию электромеханической трансмиссии. (Напомним, первые самосвалы БелАЗ имели электропривод постоянного тока, состоящий из тягового генератора, двух электродвигателей, системы управления и пяти секций необдуваемых резисторов.)

Затем генераторы постоянного тока уступили место синхронным генераторам с выпрямителем, а для возбуждения генератора разработали систему с тиристорным регулятором. Этот этап потребовал коренной переделки тягового электропривода и алгоритмов его работы. В силовой установке были применены новые дизели КТА-50 и "Камминз QSK-60". В результате получили самосвалы с качественно новыми характеристиками. Надежность электромеханической трансмиссии значительно возросла, что позволило БелАЗам успешно конкурировать с лучшими зарубежными аналогами.

Следующим этапом стало внедрение программируемых контроллеров, благодаря которым удалось добиться наиболее оптимального формирования тяговых и тормозных характеристик, а также исключить неквалифицированное вмешательство в работу электропривода. Кроме того, появилась возможность запомнить аварийные ситуации и проводить более глубокий анализ работы системы управления в различных ситуациях. Специалисты экспериментального цеха ОАО "БелАЗ" создали специальное программное обеспечение для переносного компьютера и изготовили необходимое оборудование, что дало возможность наиболее полно исследовать переходные процессы и модернизировать систему управления.

Однако важным недостатком электротрансмиссии оставались существенные затраты на техническое обслуживание электродвигателей постоянного тока, требующих регулярной замены щеток и ремонта всего щеточно-коллекторного узла. Отказаться от электродвигателей постоянного тока в пользу асинхронных переменного тока позволило бурное развитие силовых полупроводниковых приборов, на базе которых созданы надежные преобразователи частоты. В настоящее время на БелАЗе завершены испытания самосвалов с тремя типами электроприводов переменного тока различных изготовителей и начато их серийное производство. (Структурная схема электропривода переменного тока с асинхронными электродвигателями приведена на рисунке.)

Совместно со специалистами ОАО "Силовые машины" (Санкт-Петербург) разработан унифицированный электропривод переменного тока для самосвалов грузоподъемностью 136 и 240 т, который по многим параметрам превосходит зарубежные аналоги. Данный продукт будет востребован не только на рынках СНГ,



но и дальнего зарубежья. Большую заинтересованность к нему уже проявили горнодобывающие предприятия Сибири, Кольского полуострова, Австралии, Бразилии и ряда других регионов. В настоящее время специалистами ОАО "Силовые машины" завершена разработка документации на электропривод переменного тока для самосвала грузоподъемностью 360 т, на этапе проектирования находится аналогичный электропривод для самосвала грузоподъемностью 90 т. Тесное и плодотворное сотрудничество в данном направлении ведется и с другими предприятиями.

В качестве ближайшей перспективы рассматривается переход от асинхронных электродвигателей к вентильным индукторным электрическим машинам, отсутствие обмоток на вращающихся частях которых способствует повышению надежности тягового электропривода и снижению его стоимости. По предварительным расчетам, вентильно-индукторный привод обладает более высоким КПД, что позволит снизить расход топлива не менее чем на 2 % и уменьшить тем самым затраты эксплуатирующих организаций на транспортировку горной массы.

Одним из актуальных направлений дальнейшего развития остается также совершенствование электроприводов самосвалов, работающих под контактной сетью (дизель-троллейвозы, о которых неоднократно писал журнал "АП"). В настоящее время специалисты БелАЗа работают над дизель-троллейвозом грузоподъемностью 240 т.

При разработке электромеханических трансмиссий самосвалов БелАЗ особое внимание уделяется системам диагностирования и предупреждения аварийных ситуаций. В современных системах предусмотрены, по меньшей мере, два уровня защиты. Первый — предупреждение водителя о приближении одного или нескольких контролируемых параметров к критическому значению световой сигнализацией. Второй — включение системы защиты тягового электропривода при превышении установленного значения одного или нескольких контролируемых параметров и одновременная информация водителя о состоянии системы. Применение таких диагностических систем уже помогло значительно снизить затраты на техническое обслуживание самосвалов.

Большим шагом вперед явилось создание самосвала БелАЗ-75137 грузоподъемностью 136 т с дистанционным управлением. На этой модели электрическая трансмиссия вошла в состав единой системы управления, позволяющей управлять самосвалом на расстоянии. По мнению специалистов, такая машина будет незаменима при работе в экологически неблагоприятных условиях.

Целенаправленная, постоянная работа по разработке и освоению выпуска карьерных самосвалов с электромеханической трансмиссией, высокая оценка горнодобывающих предприятий ближнего и дальнего зарубежья эффективности эксплуатации этих машин в самых сложных горнотехнических условиях позволили выдвинуть работу авторского коллектива ОАО "Белорусский автомобильный завод" "Разработка и освоение производства семейства карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности с электромеханической трансмиссией четвертого поколения" на соискание Государственной премии Республики Беларусь в области науки и техники 2010 года.

УДК 629.4.077

Радиальное биение тормозного барабана и неравномерность блокирования колеса при его торможении

Канд. техн. наук В.Г. ПЯТАКОВ

Иркутский ГТУ (3952. 40-51-36)

Приводятся результаты экспериментальной оценки влияния радиального биения тормозного барабана на неравномерность блокирования колеса при торможении.

Ключевые слова: *радиальное биение; тормозной барабан; блокирование колеса.*

Pyatakov V.G.

RADIAL BEAT OF BRAKE DRUM ON WHEEL LOCKING VARIATION DURING DECELERATION

Experimental evaluation of influence of radial beat of brake drum on wheel locking variation during deceleration is performed.

Keywords: *radial beat, break drum, wheel locking.*

В работе [1] показано, что любые отклонения в качестве изготовления тормозных механизмов особенно отрицательно сказываются на процессе торможения автомобиля, оснащенного АБС. Что, в общем-то, вполне объяснимо: АБС включается в работу на режимах качения колеса, предельно близких к юзу. Однако авторы данной работы не конкретизируют эти ненормальности и, главное, их последствия. То есть не делают самого важного с точки зрения практики. Например, не останавливаются на таком принципиальном вопросе, как связь между биением поверхности тормозного барабана и работой АБС. А такая связь есть. Чтобы убедиться в этом, достаточно взглянуть на рис. 1 — осциллограмму рабочего процесса тормозного механизма автомобиля "Урал-375", полученную на стенде с беговым барабаном.

Из нее видно, что на всех кривых (давления рабочего тела в подводящем трубопроводе, перемещения отжимной колодки и т. д.) на каждом обороте колеса очень четко просматриваются пульсации. Причем пульсации (неравномерность) тормозного момента очень точно соответствуют пульсациям давления в колесном цилиндре.

Очевидно, что при большой неравномерности тормозного момента может произойти кратковременное блокирование колеса в точках, соответствующих максимуму этого момента. И, при наличии АБС, срабатывании последней. Однако экспериментальная проверка данного предположения представляет определенную трудность. Ведь чтобы сравнить частоту блокирования колеса при его работе с различными тормозными механизмами, необходимо так поддерживать установившийся режим торможения, чтобы среднее значение тормозного момента за полный оборот колеса при постоянном давлении в главном тормозном цилиндре соответствовало максимуму коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью. Но выполнить такое требование практически невозможно даже в стендовых условиях. Поэтому для оценки склонности колеса к блокированию автор статьи применил другой критерий — степень неравномерности блокирования колеса по углу φ его поворота. При этом он исходил из следующего соображения: если на опорной поверхности с достаточно стабильным коэффициентом сцепления выполнять многократные торможения колеса до юза, то в случае биения барабана участки беговой дорожки шины, расположенные в точках биения барабана, чаще, чем остальная ее поверхность, попадает в зону чистого скольжения. Значит, взяв в качестве переменной величину радиального биения барабана и усреднив эффекты других факторов [2], можно достаточно точно оценить степень неравномерности появления юза колеса по углу его поворота. В том числе и при торможении различными механизмами.

Результаты такого исследования для двух тормозных механизмов автомобиля "Урал-375", имеющих различные (0,1 и 0,25 мм) биения, приведены на рис. 2. Он подтверждает предположение, что большей величине радиального биения тормозного барабана соответствует бóльшая частость *m* юза колеса. Отсюда напрашивается очень интересный вывод: если исходить из того, что АБС срабатывает с определенной частотой, то может создаться положение, при котором она просто перестанет успевать растормаживать приближающееся к юзу колесо. Со всеми вытекающими последствиями для безопасности движения.

Выхода здесь может быть три. Во-первых, повышение частоты срабатывания АБС; во-вторых, уменьшение допуска на биение барабана; в-третьих, улучшение

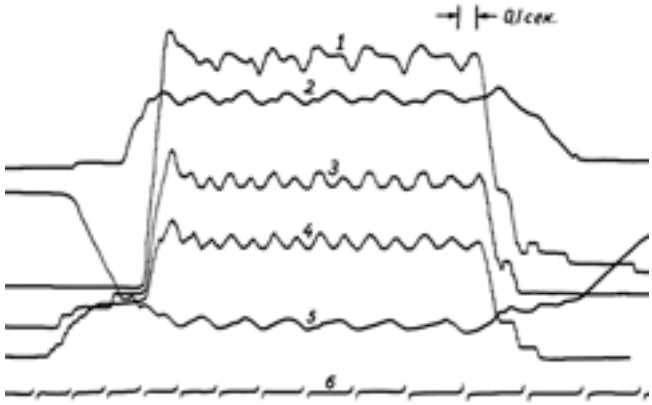


Рис. 1. Осциллограмма процесса торможения колеса грузового автомобиля ЗИЛ при начальном биении барабана, равном 0,25 мм:
1 — тормозной момент; *2* — перемещение поршня отжимной колодки; *3* — давление в колесном цилиндре; *4* — давление рабочего тела в подводящем трубопроводе; *5* — давление поршня прижимной колодки; *6* — отметки, соответствующие одному обороту колеса

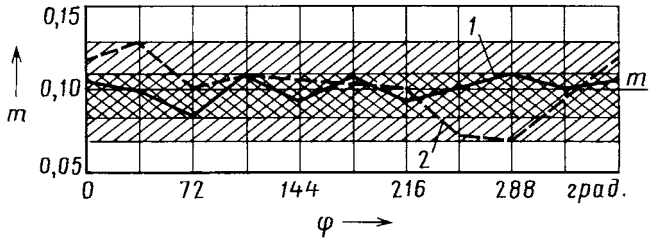


Рис. 2. Зависимость m = f(φ) для колеса автомобиля "Урал-375" при различных значениях биения барабана:
1 — биение 0,1 мм; *2* — биение 0,25 мм

качества изготовления тормозного механизма, соблюдение этого допуска при изготовлении и ремонте барабанов. Причем последние два мероприятия злободневны и для автомобилей без АБС: их реализация позволяет существенно снизить неравномерность износа ("огранку") протектора шин.

Литература

1. Пчелин И. К., Иларионов В. А. Влияние случайных возмущений и колебаний на тормозную динамичность автомобиля с противоблокировочными системами // Автомобильная промышленность. 1979. № 3. С. 20—22.
2. Хикс Ч. Основные принципы планирования эксперимента. Перевод с англ. — М.: "Мир". 1967.

УДК 629.113:629.11.0128

Потенциальные виброзащитные свойства подвески автомобиля с динамическим гасителем колебаний колес

Д-р техн. наук И.М. РЯБОВ, канд. техн. наук К.В. ЧЕРНЫШОВ, А.М. КОВАЛЁВ

Волгоградский ГТУ (8442. 23-00-76)

Статья посвящена теоретическому исследованию потенциальных виброзащитных свойств подвески автомобиля с динамическим гасителем колебаний колес. Составлена математическая модель, проведен сравнительный анализ полученных амплитудно-частотных характеристик трехмассовой подвески с динамическим гасителем и классической двухмассовой подвески при условии их линейности, результаты представлены в виде графиков. Сделаны выводы о целесообразности использования исследуемой подвески на автомобиле.

Ключевые слова: *подвеска автомобиля, математическая модель, аналитическое решение, линейная система, плавность хода, амплитудно-частотные характеристики, демпфирование, жесткость упругого элемента, динамический гаситель.*

Ryabov I.M., Chernyshov K.V., Kovalev A.M.

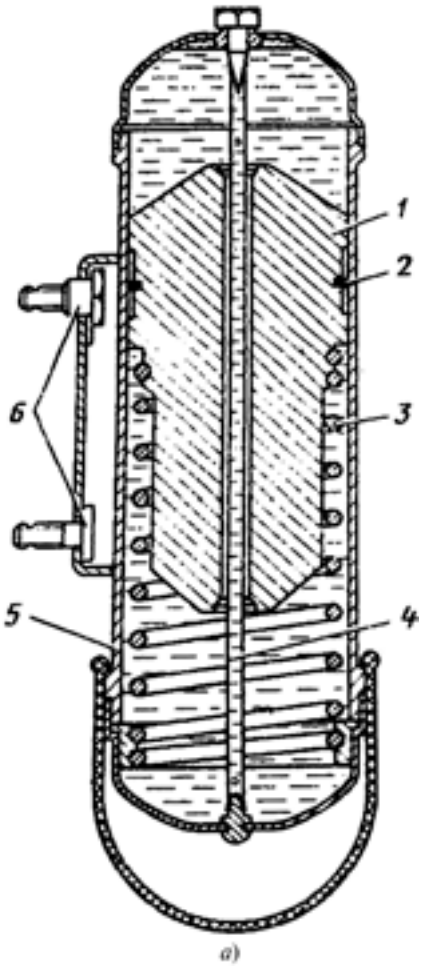
POTENTIAL VIBROPROTECTIVE PROPERTY OF AUTOMOTIVE SUSPENSION SYSTEM WITH DYNAMIC VIBRATION ABSORBER WHEELS

The paper is devoted to research of potential vibroprotective property of automotive suspension system with dynamic vibration absorber wheels. The mathematical model is created, the comparative analysis of the received characteristics of a three-mass suspension with corresponding characteristics of a classic two-mass suspension system, under condition of linearity of both systems, is carried out, results presented in the form of the diagrams. Conclusions about expediency of use to the given suspension system on the car are also represented.

Keywords: *automotive suspension, mathematical model, analytical decision, linear features, smooth control, amplitude-frequency characteristics, damping, spring rate, dynamic vibration absorber.*

Динамические гасители довольно широко используются для снижения виброактивности конкретных участков машиностроительных конструкций. Однако в подвесках АТС, где, казалось бы, они особенно нужны, их практически нет. Дело пока ограничивается лишь предложениями. Например, в работах [1] и [2] даны схемы и описания гасителей, предназначенных для снижения колебаний колес легкового автомобиля, первая из которых (рис. 1, *а*) работает на основе дросселирования жидкости, а вторая (рис. 1, *б*) — дросселирования воздуха. Но автор работы [3] доказал, что для эффективного гашения колебаний инерционная масса гасителя должна составлять 5—20 % массы объекта виброзащиты, т. е. подвески. Причем чем эта масса больше, тем выше эффективность динамического гасителя. Что означает: при большой неподрессоренной массе такой гаситель неизбежно увеличит массу подвески и автомобиля в целом. Что по вполне понятным причинам крайне нежелательно.

Тем не менее проблему нельзя считать закрытой. Дело в том, что подвески современных легковых автомобилей имеют существенно меньшую массу, чем подвески их предшественников. Следовательно, встраивание в них динамического гасителя не может привести к значительному росту массы автомобиля. Иначе говоря, основная причина, сдерживающая внедрение таких устройств, фактически отпадает. Более того, назрела их необходимость. В настоящее время на автомобилях все ча-



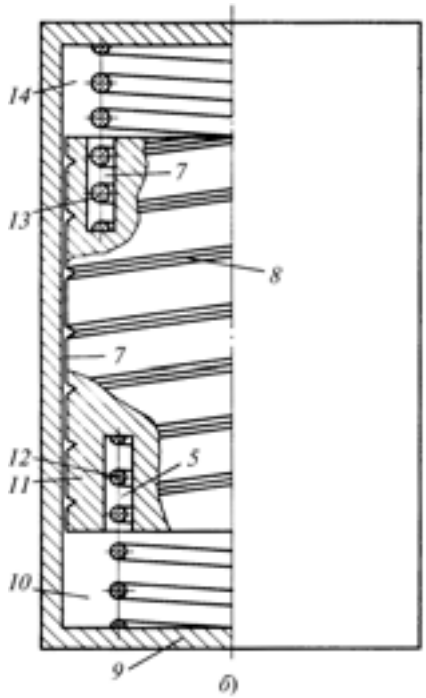


Рис. 1. Динамические гасители колебаний с жидкостным (а) и воздушным (б) демпфированием колес легковых автомобилей:

1 — инерционная масса; *2* —уплотнение; *3* — пружина; *4* — дроссельная трубка; *5* — стакан; *6* — монтажные элементы; *7* — кольцевые проточки; *8* — винтовой спиральный канал; *9* — корпус; *10*, *14* — пневмопружина; *11* — поршень; *12*, *13* — винтовая пружина

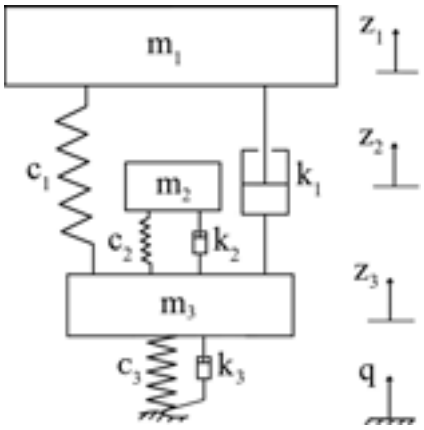


Рис. 2. Расчетная схема подвески с динамическим гасителем колебаний:

m_1, m_2, m_3 — подрессоренная масса, масса динамического гасителя колебаний и неподрессоренная масса; c_1, c_2 и c_3 — жесткости рессоры, пружины динамического гасителя колебаний и шины; k_1, k_2, k_3 — коэффициенты сопротивления рессоры, динамического гасителя колебаний и шины; z_1, z_2 и z_3 — перемещения подрессоренной массы, динамического гасителя колебаний и неподрессоренной массы; q — кинематическое возмущение со стороны профиля дороги

ще используются пневматическая и гидропневматическая подвески, снижающие собственную частоту колебаний неподрессоренных масс до 1 Гц и ниже. То есть до частот, при которых, как доказал автор работы [4], вероятность низкочастотного резонанса практически равна нулю.

Это хорошо, поскольку амортизаторы "мягкой" подвески гасят не колебания кузова, а в основном высокочастотные колебания колес, вероятность резонанса которых во всем эксплуатационном диапазоне скоростей движения автомобиля довольно высока. Но и плохо, так как колеса имеют значительные перемещения, и амортизаторы передают на кузов довольно большие силы, тем самым ухудшая плавность хода автомобиля. Улучшить ее, причем с помощью амортизаторов небольшой мощности, могут и динамические гасители колебаний: они позволяют уменьшить перемещение колес, что, кстати, скажется не только на плавности хода, но и на управляемости и устойчивости автомобиля на высоких скоростях движения.

Что это именно так, легко доказать, если автомобиль представить (рис. 2) в виде трехмассовой колебательной системы, в которую входят подрессоренная масса m_1, неподрессоренная масса m_3 и масса m_2 динамического гасителя колебаний. В этом случае уравнения динамики системы, очевидно, могут быть записаны в виде формул № 1 (см. таблицу). Или, если разделить эти уравнения соответственно на m_1, m_2 и m_3, то — в виде формул № 2.

Решения полученной системы уравнений относительно перемещений z_{0i} масс включают в себя зависимости амплитуд z_{0i} их колебаний от частоты ω_{0i}, выраженные в виде формул № 3 (для m_1), № 4 (для m_2)

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\begin{cases} m_1\ddot{z}_1 + k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) + c_1(z_1 - z_3) = 0; \\ m_2\ddot{z}_2 + k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + c_2(z_2 - z_3) = 0; \\ m_3\ddot{z}_3 + k_3(\dot{z}_3 - \dot{q}) + c_3(z_3 - q) - k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) - \\ - c_1(z_1 - z_3) - k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - c_2(z_2 - z_3) = 0 \end{cases}$	z_1, $\dot{z}_1$, $\ddot{z}_1$ — соответственно перемещения, скорости и ускорения i-х масс m_i; k_i — коэффициенты сопротивления рессоры, гасителя колебаний и шины; c_i — их жесткости
2	$\begin{cases} \ddot{z}_1 + 2h_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) + \omega_{01}^2(z_1 - z_3) = 0; \\ \ddot{z}_2 + 2h_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + \omega_{02}^2(z_2 - z_3) = 0; \\ \ddot{z}_3 + 2h_3(\dot{z}_3 - \dot{q}) + \omega_{03}^2(z_3 - q) - 2h_1\mu_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) - \\ - \omega_{01}^2\mu_1(z_1 - z_3) - 2h_2\mu_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - \omega_{02}^2\mu_2(z_2 - z_3) = 0 \end{cases}$	$\mu_i = \frac{m_1;m_2}{m_3}$ — коэффициенты отношения масс; $h_i = \frac{k_i}{2m_i}$ — относительные коэффициенты демпфирования; $\omega_{0i} = \sqrt{\frac{c_i}{m_i}}$ — собственные частоты колебаний
3	$\frac{z_{01}}{q_0} = \sqrt{\frac{(\omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega_{03}^2 - 2h_1 2h_2\omega_{03}^2\omega^2 - 2h_2 2h_3\omega_{01}^2\omega^2 - \omega_{01}^2\omega_{03}^2\omega^2 + h_1 2h_3\omega^4)^2 + (2h_1\omega_{02}^2\omega_{03}^2\omega + 2h_2\omega_{01}^2\omega_{03}^2\omega + 2h_3\omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega - 2h_1\omega_{03}^2\omega^3 - 2h_3\omega_{01}^2\omega^3 - 2h_1 2h_2 2h_3\omega^3)^2}{[\omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega_{03}^2 - (2h_1 2h_2\omega_{03}^2 + 2h_1 2h_3\omega_{02}^2 + 2h_2 2h_3\omega_{01}^2 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2 + \omega_{01}^2\omega_{03}^2 + \omega_{02}^2\omega_{03}^2 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2\mu_1 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2\mu_2)\omega^2 + 2h_1 2h_2 + 2h_1 2h_3 + 2h_2 2h_3 + 2h_1 2h_2\mu_1 + 2h_1 2h_2\mu_2 + \omega_{01}^2\mu_1 + \omega_{02}^2\mu_2 + \omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 + \omega_{03}^2)\omega^4 - \omega^6]^2 + [(2h_1\omega_{02}^2\omega_{03}^2 + 2h_2\omega_{01}^2\omega_{03}^2 + 2h_3\omega_{01}^2\omega_{02}^2)\omega - 2h_1\omega_{02}^2\mu_1 + 2h_1\omega_{02}^2\mu_2 + 2h_1\omega_{01}^2\mu_1 + 2h_2\omega_{01}^2\mu_2 + 2h_1\omega_{02}^2 + 2h_2\omega_{01}^2 + 2h_1\omega_{03}^2 + 2h_2\omega_{03}^2 + 2h_3\omega_{01}^2 + 2h_3\omega_{02}^2 + 2h_1 2h_2 2h_3)\omega^3 + (2h_1 + 2h_2 + 2h_3 + 2h_1\mu_1 + 2h_2\mu_2)\omega^5]^2}}$	ω и q_0 — частота и амплитуда кинематического возмущения со стороны дороги; z_{01} — амплитуда перемещений массы m_1

№ формулы	Формула	Примечания
4	$\frac{z_{02}}{q_0} = \sqrt{\frac{(1 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_3\iota_3 - \iota_1^2 + 2\psi_2\iota_2 2\psi_3\iota_3\iota_1^2)^2 + (2\psi_1\iota_1 + 2\psi_2\iota_2 + 2\psi_3\iota_3 - 2\psi_2\iota_2\iota_1^2 - 2\psi_3\iota_3\iota_1^2 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2 2\psi_3\iota_3)^2}{[1 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_3\iota_3 - 2\psi_2\iota_2 2\psi_3\iota_3 - \iota_1^2 - \iota_2^2 - \iota_3^2 - \iota_3^2\mu_1 - \iota_3^2\mu_2 + 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2\iota_3^2 + 2\psi_1\iota_1 2\psi_3\iota_3\iota_2^2 + 2\psi_2\iota_2 2\psi_3\iota_3\iota_1^2 + 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2\iota_3^2(\mu_1 + \mu_2) + \iota_2^2\iota_3^2\mu_1 + \iota_1^2\iota_2^2\mu_2 + \iota_1^2\iota_2^2 + \iota_2^2\iota_3^2 - \iota_1^2\iota_2^2\iota_3^2]^2 + [2\psi_1\iota_1 + 2\psi_2\iota_2 + 2\psi_3\iota_3 - (2\psi_1\iota_1\iota_3^2 + 2\psi_2\iota_2\iota_3^2) \times (\mu_1 + \mu_2) - 2\psi_1\iota_1\iota_3^2 - 2\psi_2\iota_2\iota_3^2 - 2\psi_1\iota_1\iota_2^2 - 2\psi_2\iota_2\iota_1^2 - 2\psi_3\iota_3\iota_2^2 - 2\psi_3\iota_3\iota_1^2 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2 2\psi_3\iota_3 + 2\psi_1\iota_1\iota_2^2\iota_3^2 + 2\psi_2\iota_2\iota_1^2\iota_2^2 + 2\psi_3\iota_3\iota_1^2\iota_2^2 + 2\psi_1\iota_1\iota_2^2\iota_3^2\mu_1 + 2\psi_2\iota_2\iota_1^2\iota_3^2\mu_2]^2}}$	$\iota_i = \frac{\omega}{\omega_{0i}}$ — относительные частоты возмущения; $\psi_i = \frac{h_i}{\omega_{0i}}$ — относительные коэффициенты затухания; z_{02} — амплитуда перемещений массы m_2
5	$\frac{z_{03}}{q_0} = \sqrt{\frac{(\omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega_{03}^2 - 2h_1 2h_2\omega_{03}^2\omega^2 - 2h_1 2h_3\omega_{02}^2\omega^2 - 2h_2 2h_3\omega_{01}^2\omega^2 - \omega_{01}^2\omega_{03}^2\omega^2 - \omega_{02}^2\omega_{03}^2\omega^2 + 2h_1 2h_3\omega^4 + 2h_2 2h_3\omega^4 + \omega_{03}^2\omega^4)^2 + (2h_1\omega_{02}^2\omega_{03}^2\omega + 2h_2\omega_{01}^2\omega_{03}^2\omega + 2h_3\omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega - 2h_1 2h_2 2h_3\omega^3 - 2h_1\omega_{03}^2\omega^3 - 2h_2\omega_{03}^2\omega^3 - 2h_3\omega_{01}^2\omega^3 - 2h_3\omega_{02}^2\omega^3 + 2h_3\omega^5)^2}{[\omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega_{03}^2 - 2h_1 2h_2\omega_{03}^2\omega^2 - 2h_1 2h_3\omega_{02}^2\omega^2 - 2h_2 2h_3\omega_{01}^2\omega^2 - \omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega^2 - \omega_{02}^2\omega_{03}^2\omega^2 - \omega_{01}^2\omega_{03}^2\mu_1\omega^2 - \omega_{01}^2\omega_{02}^2\mu_2\omega^2 + 2h_1 2h_2\omega^4 + 2h_2 2h_3\omega^4 + 2h_1 2h_3\omega^4 + 2h_1 2h_2\mu_1\omega^4 + 2h_1 2h_2\mu_2\omega^4 + \omega_{01}^2\omega^4 + \omega_{02}^2\omega^4 + \omega_{03}^2\omega^4 + \omega_{01}^2\mu_1\omega^4 + \omega_{02}^2\mu_2\omega^4 - \omega^6]^2 + [2h_1\omega_{02}^2\omega_{03}^2\omega + 2h_2\omega_{01}^2\omega_{03}^2\omega + 2h_3\omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega - 2h_1 2h_2 2h_3\omega^3 - 2h_1\omega_{02}^2\omega^3 - 2h_2\omega_{01}^2\omega^3 - 2h_1\omega_{03}^2\omega^3 - 2h_2\omega_{03}^2\omega^3 - 2h_3\omega_{01}^2\omega^3 - 2h_3\omega_{02}^2\omega^3 - 2h_1\omega_{02}^2\mu_1\omega^3 - 2h_1\omega_{02}^2\mu_2\omega^3 - 2h_2\omega_{01}^2\mu_1\omega^3 - 2h_2\omega_{02}^2\mu_2\omega^3 + 2h_1\omega^5 + 2h_2\omega^5 + 2h_3\omega^5 + 2h_1\mu_1\omega^5 + 2h_2\mu_2\omega^5]^2}}$	z_{03} — амплитуда перемещений массы m_3
6	$\frac{z_{02}}{z_{03}} = \sqrt{\frac{1 + 4\psi_2^2\iota_2^2}{(1 - \iota_2^2)^2 + 4\psi_2^2\iota_2^2}}$	—
7	$\frac{z_{02}}{z_{01}} = \sqrt{\frac{(1 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2 - \iota_1^2)^2 + (2\psi_1\iota_1 + 2\psi_2\iota_2 - 2\psi_2\iota_2\iota_1^2)^2}{(1 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2 - \iota_2^2)^2 + (2\psi_1\iota_1 + 2\psi_2\iota_2 - 2\psi_1\iota_1\iota_1^2)^2}}$	—

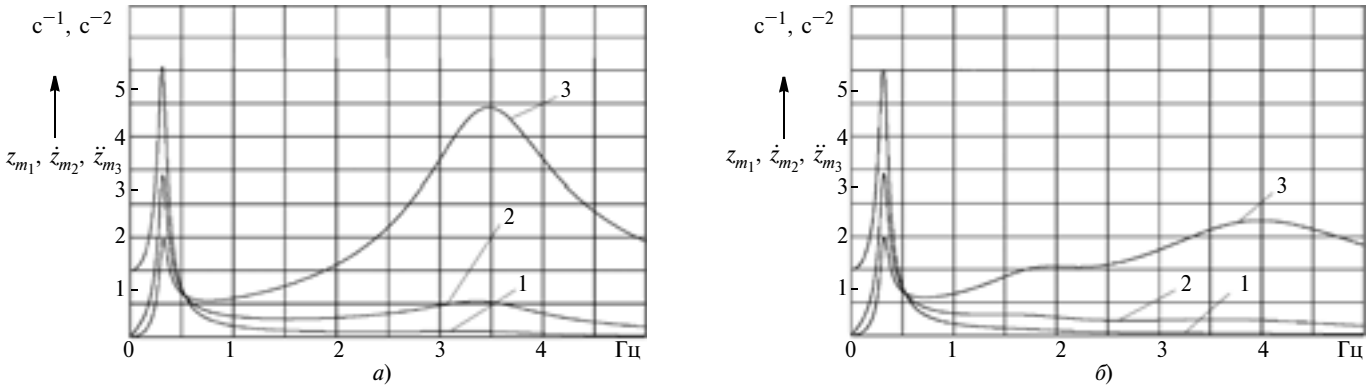


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики колебаний (в относительных единицах) подрессоренной массы автомобиля с классической двухмассовой подвеской (а) и трехмассовой подвеской, оснащенной динамическим гасителем (б):

1 — АЧХ перемещения неподрессоренной массы; *2* — АЧХ скорости неподрессоренной массы; *3* — АЧХ ускорения неподрессоренной массы

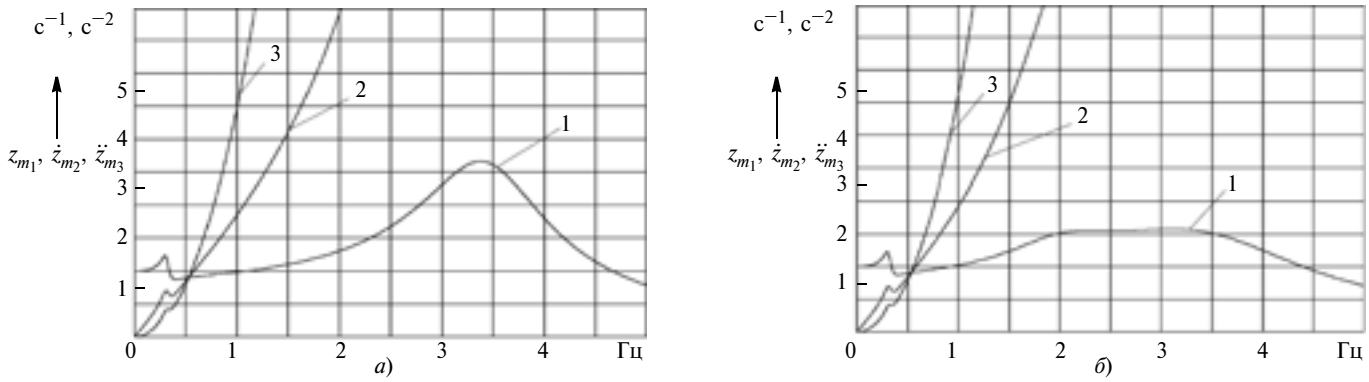


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики (в относительных единицах) колебаний неподрессоренной массы автомобиля с классической двухмассовой подвеской (а) и трехмассовой подвеской (б), оснащенной динамическим гасителем:
1 — АЧХ перемещения неподрессоренной массы; *2* — АЧХ скорости неподрессоренной массы; *3* — АЧХ ускорения неподрессоренной массы

и № 5 (для m_3), которые представляют собой передаточные функции колебаний системы. Из них легко определить передаточную функцию колебаний любой из масс относительно любой другой массы.

Так, функцию инерционной массы m_2 динамического гасителя относительно неподрессоренной массы m_3 дает формула № 6, а относительно подрессоренной массы — формула № 7. С их помощью авторы сравнили виброзащитные свойства подвески с динамическим гасителем и классической двухмассовой подвески. При расчетах были приняты следующие параметры подвески: инерционная масса динамического гасителя составляет 30 % неподрессоренной массы, собственная частота подрессоренной массы — 1 Гц, неподрессоренной — 10 Гц; оптимальная (подобранная) собственная частота колебаний динамического гасителя — 7,2 Гц; относительный коэффициент затухания для классической подвески — 0,15, трехмассовой подвески с динамическим гасителем — 0,1.

Результаты сравнения — на рис. 3 и 4. Они подтверждают, что выбранный динамический гаситель позволяет уменьшить максимальные амплитуды перемещений колес на 40 %, а ускорений подрессоренной массы — на 50 %. Другими словами, потенциальные виброзащитные свойства подвески с динамическим гасителем оказываются существенно выше свойств классической двухмассовой подвески. Со всеми вытекающими отсюда последствиями для плавности хода, управляемости и устойчивости автомобилей, эксплуатируемых на дорогах с твердым покрытием, т. е. повышенных скоростях движения.

Литература

1. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. Изд. 2, пер. и доп. М.: Машиностроение, 1985. — 199 с. ил.
2. Патент РФ, № 2222731, F16F9/02, 2004 г.
3. Вибрации в технике: Справочник. В шести т. / Ред. совет: В41 В.Н. Челомей (предс.). М.: Машиностроение, 1981. — Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова. 1981. — 456 с., ил.
4. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода, 3-е изд. М.: Машиностроение. 1972. — 392 с.

УДК 681.5.017

Идентификация нелинейных динамических систем с помощью моделей нечеткого логического вывода

Кандидаты техн. наук В.И. ПЕТЬКО и В.Е. КУКОНИН, С.В. ХИТРИКОВ

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси (294-90-61)

Рассмотрены вопросы применения теории нечетких множеств в идентификации нелинейных динамических систем на примере сиденья водителя большегрузного автомобиля с использованием проектирования нечетких систем в пакете Fuzzy Logic Toolbox вычислительной среды MATLAB.

Ключевые слова: *идентификация, нелинейная динамическая система, обучающая и тестирующая выборки, нечеткая логика, ANFIS-сеть, FIS структура, Сугено-структура.*

Petko V.I., Kukonin V.E., Hitrikov S.V.

IDENTIFICATION OF NONLINEAR DYNAMIC SYSTEMS BY MEANS OF MODELS OF THE FUZZY LOGIC

Fuzzy sets and Systems and their applications to Identification of nonlinear dynamic systems. Nonlinear dynamic system — sitting of the driver of a lorry. Model construction is spent in a package the Fuzzy Logic Toolbox in MATLAB.

Keywords: *identification, the nonlinear dynamic system, training and testing samples, the Fuzzy logic, ANFIS-network, FIS-structure, Sugeno-structure.*

В процессе идентификации нелинейного динамического объекта (НДО) исследователи традиционно используют сложный аппарат дифференциального и интегральных исчислений. Авторы статьи пошли по другому пути. Они поставили ту же задачу с помощью естественно-языковых высказываний — правил типа "если — то", а затем формализовали эти правила средствами теории нечетких множеств. С тем, чтобы с наперед заданной точностью определить произвольную взаимосвязь "входы—выход". При этом они рассматривали три компонента конструирования модели.

Во-первых, данные наблюдений, которые представляют собой вход—выходные сигналы, полученные в процессе стендовых или натурных испытаний НДО. (Задача исследователя в этом случае сводится к подбору максимально информативных вход—выходных сигналов НДО.)

Во-вторых, множество моделей-кандидатов, которое устанавливается посредством фиксации той груп-

пы моделей, в пределах которой исследователь собирается искать наиболее подходящую. И это наиболее важная и сложная часть процедуры идентификации. Здесь приходится выбирать между двумя группами моделей: либо модели типа "черный ящик", когда без всякого физического обоснования используют множество стандартных моделей, у которых параметры рассматриваются прежде всего как варьируемые средства их подстройки к данным наблюдений и не отражающие физики процесса; либо модели типа "серый ящик", у которых параметры не только настраиваемые, но и допускают физическую их интерпретацию. Ведь именно на этом этапе знание формальных свойств моделей необходимо соединить с априорным знанием, инженерным искусством и интуицией.

В-третьих, определение "наилучшей" модели множества на основе данных наблюдений. Эта часть и есть собственно метод идентификации: оценка качества модели связана с изучением поведения всего их множества и каждой из них в процессе использования для воспроизведения данных наблюдений.

В результате всех этапов процедуры идентификации из множества моделей остается, хотя бы в неявной форме, одна конкретная модель, которая в соответствии с выбранным критерием наилучшим образом воспроизводит данные наблюдений.

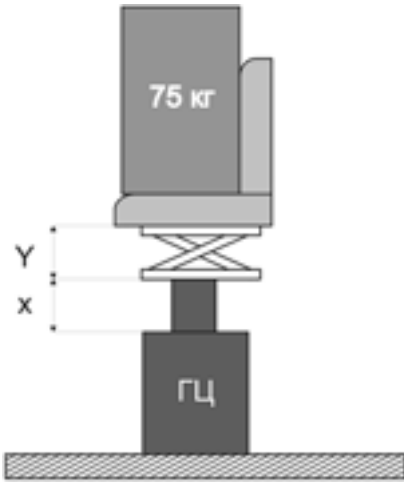


Рис. 1. Схема испытательного стенда

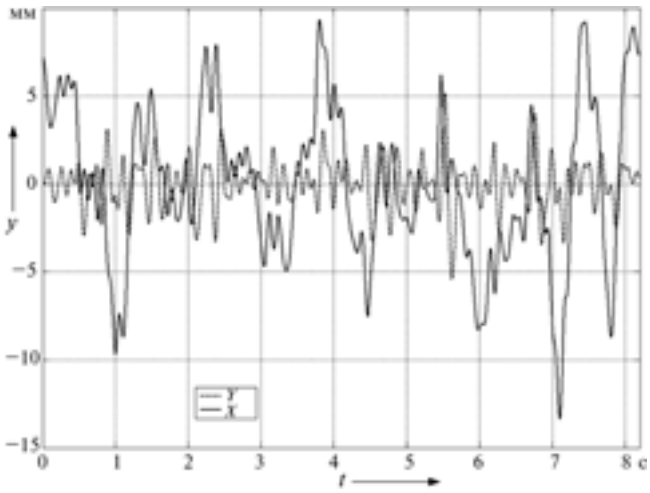


Рис. 2. Зависимость вертикального перемещения сиденья (функция отклика) на сгенерированный случайный сигнал

Рис. 3. Нечеткий логический вывод

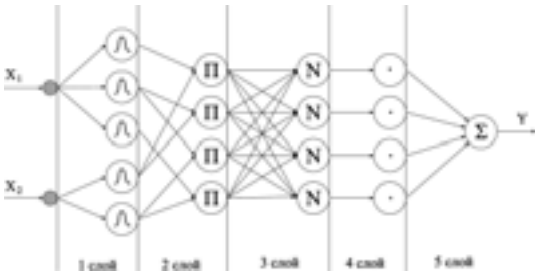


Рис. 4. Система нечеткого вывода Сугено (ANFIS)

Таковы общие соображения. Теперь попытаемся их конкретизировать применительно к реальному НДО — сиденью водителя большегрузного автомобиля.

Первым компонентом конструирования модели стали стендовые испытания сиденья на вибростенде, где управление осуществлялось по перемещению Y гидроцилиндра, а функция управления гидроцилиндром представляла собой сгенерированный случайный входной сигнал X. В результате был получен отклик НДО — перемещение Y (рис. 1).

Вибростенд имитировал вертикальные перемещения сиденья при движении автомобиля по булыжному профилю с постоянной скоростью 30 км/ч. Сигналы, полученные при этом, иллюстрирует рис. 2.

Для идентификации НДО авторы воспользовались математическим пакетом MATLAB, в котором присутствует FIS-структура — система вывода (Fuzzy Inference System) [2]. Она в общем случае содержит все необходимые данные для реализации функционального отображения "входы—выходы" на основе нечеткого логического вывода согласно схеме, приведенной на рис. 3 (X — входной четкий вектор; $\tilde{X}$ — соответствующий ему вектор нечетких множеств; $\tilde{Y}$ — результат логического вывода в виде вектора нечетких множеств; Y — выходной четкий вектор).

Модель на основе рис. 3 была представлена в виде системы нечеткого вывода Сугено, представляющей собой пятислойную (термы входных переменных; антецеденты, или посылки, нечетких правил; нормализация степеней выполнения правил; заключения правил; агрегирование результата, полученного по различным правилам) нейронную ANFIS-сеть прямого распространения сигнала [3].

Рис. 5. Исходная модель НДО

Далее были введены следующие обозначения, необходимые для дальнейшего изложения: X_1, X_2, ..., X_n — входы сети; Y — ее выход R_r: если $X_1 = a_{1,r}$ и ... и $X_{n,r} = a_{n,r}$, то $Y = b_{0,r} + b_{1,r}X_1 + ... + b_{n,r}X_n$ — нечеткое правило с порядковым номером r; m — число правил ($r = \overline{1, m}$); $a_{i,j}$ — нечеткий терм с функцией принадлежности $\mu_r(X_i)$, применяемый для лингвистической оценки переменной X_i в r-м правиле ($r = \overline{1, m}$; $i = \overline{1, n}$; b_q). При этом входы сети X_1 и X_2 в отдельный слой не выделялись.

На рис. 4 изображена ANFIS-сеть с двумя входными переменными (X_1 и X_2) и четырьмя нечеткими правилами (П). Для лингвистической оценки входной переменной X_1 используется три терма, для переменной X_2 — два терма.

ANFIS-сеть функционирует следующим образом [4].

Слой 1. Каждый узел первого слоя представляет один терм с колоколообразной (или другой) функцией принадлежности. Входы X_1, X_2, ..., X_n соединены только со своими термами. Число узлов первого слоя равно сумме мощностей терм-множеств входных переменных. Выходом узла являются степень принадлежности значения входной переменной соответствующему нечеткому терму. То есть $\mu_r(X_i) = \dfrac{1}{1 + \left|\dfrac{X_i - c}{a}\right|^{2b}}$, где a, b и c — настраиваемые параметры функции принадлежности (эти переменные определены и зависят от функции принадлежности, по желанию параметры могут меняться при создании своих собственных функций принадлежности).

Слой 2. Число узлов равно m. Каждый узел соответствует одному нечеткому правилу и соединен с теми узлами первого слоя, которые формируют антецеденты соответствующего правила. Следовательно, каждый узел второго слоя может принимать от одного до n входных сигналов. Выход узла — степень выполнения правила, которая рассчитывается как произведение входных сигналов. Выходы узлов этого слоя обозначены через τ_r, $r = \overline{1, m}$.

Слой 3. Число узлов также равно m, и каждый узел рассчитывает относительную степень выполнения нечеткого правила: $\tau_r^* = \dfrac{\tau_r}{\sum\limits_{j = \overline{1, m}} \tau_j}$.

Слой 4. Число узлов тоже равно m, и каждый из них соединен с одним узлом третьего слоя и всеми входами сети (на рис. 4 связи с входами не показаны). Узел этого слоя рассчитывает вклад одного нечеткого правила в выход сети: $Y_r = \tau_r^* (b_{0,r} + b_{1,r}X_1 + ... + b_{n,r}X_n)$.

Слой 5. В нем один узел, который суммирует вклады всех правил: $Y = Y_1 + ... + Y_r + ... + Y_m$.

Как сказано выше, на первом этапе построения модели после формирования данных наблюдений и оценки их информативности исходная модель НДО будет выглядеть так, как это показано на рис. 5. На втором этапе определяется множество моделей-кандидатов, у которых параметры рассматривались только как варьируемые средства подстройки моделей к имеющимся данным и не отражают физики процесса. Другими словами, будущая модель рассматривалась как "черный ящик".

Далее формируется группа моделей, в пределах которой нужно найти наиболее подходящую. Для этого множество моделей строится путем усложнения исходной модели — увеличения числа ее входов, добавления динамической составляющей и введения обратной связи. И все это — не проводя дополнительных стендовых испытаний, а используя уже имеющие входные данные по X и Y. Причем в качестве дополнительных входов берется тот же самый входной сигнал X, но с добавлением динамической составляющей $X{-}n_{вх}\tau$ ($n_{вх}$ — число временных отсчетов задержки входного сигнала X). Для каждого входного сигнала число таких отсчетов может быть разным, и множество моделей-кандидатов будет сформировано так, как показано на рис. 6.

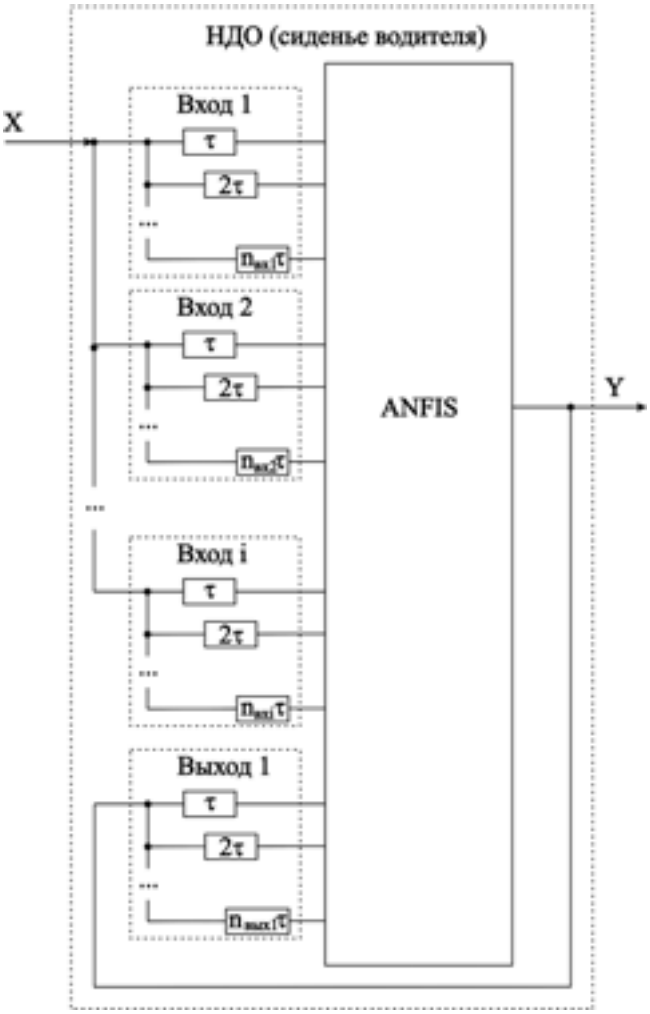


Рис. 6. Множество моделей-кандидатов НДО

На третьем этапе построения (определения "наилучшей" модели множеств) на основе данных наблюдений применяются процедуры проектирования нечетких систем в пакете Fuzzy Logic Toolbox вычислительной среды MATLAB.

Типовые процедуры обучения нейронных сетей могут быть применены для настройки ANFIS-сети, так как в ней использует только дифференцируемые функции [5, 6]. Обычно задействуется комбинация градиентного спуска в виде алгоритма обратного распространения ошибки (он настраивает параметры антецедентов правил, т. е. функций принадлежности) и метода наименьших квадратов (оцениваются коэффициенты заключений правил, так как они линейно связаны с выходом сети).

Каждая итерация процедуры настройки выполняется в два этапа. На первом на входы подается обучающая выборка и по невязке между желаемым и действительным поведениями сети итерационным методом наименьших квадратов находятся оптимальные параметры узлов четвертого слоя. На втором остаточная невязка передается с выхода сети на входы и методом обратного распространения ошибки модифицируются параметры узлов первого слоя. При этом найденные на первом этапе коэффициенты заключений правил не изменяются.

Итерационная процедура настройки продолжается, пока невязка превышает заранее установленное значение.

Для практической работы с инструментом Fuzzy Logic Toolbox необходимо подготовить входные и выходные данные в виде Сугено-структуры. В этом случае роль входных параметров играют входное воздействие $X{-}i\tau$ (i-е смещение во времени, $i = 4$); входное воздействие $X\,k\tau$ ($k = 4$); отклик $Y{-}r\tau$ (r-е смещение во времени, $r = 6$); отклик Y; функция принадлежности (для входного и выходного воздействий — колоколообразная); число термов для каждого из входов — два), а роль выходных — обучающая выборка; Сугено-структура для обучающей выборки и вектор подготовки вариантов сиденья водителя (число периодов обучающего сигнала — 1; значение ошибки, к которому должна стремиться обучающая выборка, — 0; начальный размер шага — 0,01; размер шага снижение скорости — 0,94; скорость шага увеличения — 1,1); тестирующая выборка. Метод оптимизации — комбинация градиентного спуска и метода наименьших квадратов.

Обучающая выборка, с учетом исходных данных ($i = 4$, $k = 4$ и $r = 6$), необходимая для построения модели ANFIS, представляет собой матрицу размером $|N_{об}, 15|$:

$$\left|\begin{array}{ccccccccccccccc}
X_1-\tau & \dots & X_1-4\tau & X_1-\tau & \dots & X_1-4\tau & Y_1-\tau & \dots & Y_1-6\tau & Y_1 \\
X_2-\tau & \dots & X_2-4\tau & X_2-\tau & \dots & X_2-4\tau & Y_2-\tau & \dots & Y_2-6\tau & Y_2 \\
\vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\
X_{N_{об}}-\tau & \dots & X_{N_{об}}-4\tau & X_{N_{об}}-\tau & \dots & X_{N_{об}}-4\tau & Y_{N_{об}}-\tau & \dots & Y_{N_{об}}-6\tau & Y_{N_{об}}
\end{array}\right|$$

Первый вход — Второй вход — Выход

6

(В ней $N_{об}$ — длина обучающей выборки.) Для тестирующей выборки матрица аналогичная, только длиной $N_{тест}$.

В нашем случае в качестве обучающего сигнала авторы использовали обучающую выборку длиной $N_{об}$, а оставшуюся часть входного сигнала длиной $N_{тест}$ — в качестве тестирующей выборки для проверки полученной модели ANFIS.

Здесь следует обратить внимание на одно очень важное обстоятельство. Обученная модель ANFIS является интеллектуальной и поэтому, в принципе, может давать верный результат на основании данных, которые отсутствовали в обучающей выборке. Но это справедливо лишь до некоторой степени.

Так, если ANFIS обучить на гармоническом сигнале, а в качестве тестового сигнала подать сигнал случайный, то, естественно, ничего хорошего не получится, поскольку модель на таком сложном сигнале не обучалась. Значит, необходимо стремиться к тому, чтобы обучение производилось на более сложном (по частотному составу и уровню) сигнале, чем тестовый. Но сказать однозначно, какую длину выборок $N_{об}$ и $N_{тест}$ следует выбрать, нельзя. Это связано в первую очередь с возможностью недообучения или переобучения модели ANFIS, поэтому вначале построения модели необходимо провести ее анализ при переменной длине обучающей выборки. Для чего выбирается какая-либо модель из множества моделей-кандидатов, а затем строятся модели ANFIS с постоянно увеличивающейся длиной $N_{об}$. В результате исследователь по-

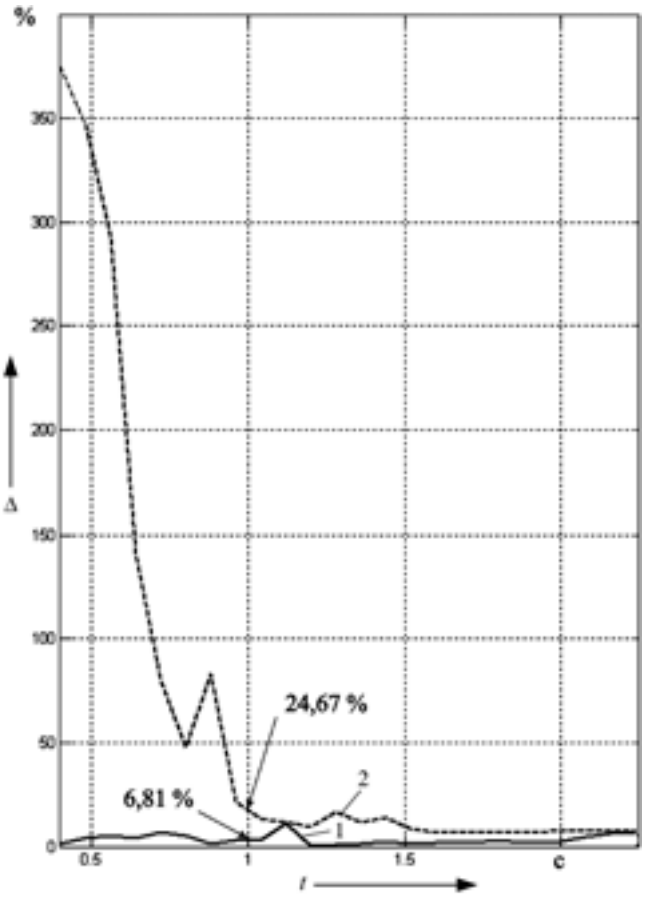


Рис. 7. Сравнение ошибок в обучающей (1) и тестирующей (2) выборках

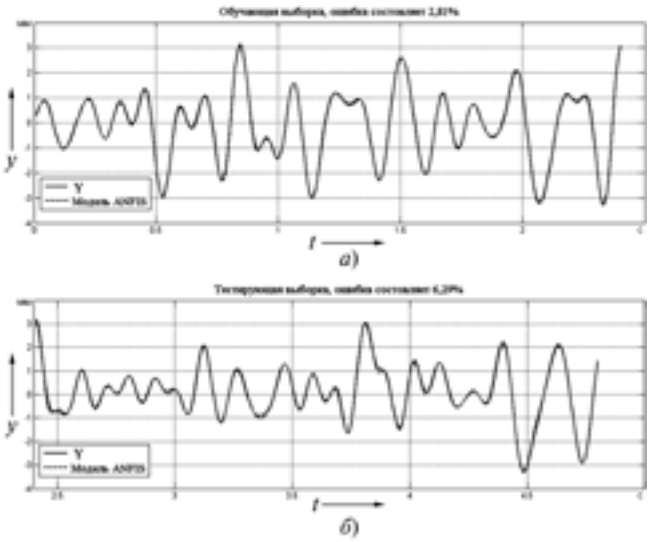


Рис. 8. Сравнение Y и выхода модели ANFIS в обучающей (а) и тестирующей (б) выборке

лучает данные для построения графика зависимости среднеквадратической погрешности от длины обучающей ($N_{об}$) и тестирующей ($N_{тест}$) выборок. В частности, как видно из рис. 7, при длине $N_{об}$ менее 125 отсчетов ($N_{об}$ = 1 с/Δt = 1 с/0,008 с) модель ANFIS не успевает обучиться. Погрешность обучающей выборки составляет 6,81 % — хоть и мала, но на тестирующей выборке составляет уже 24,67 %. После $N_{об}$ = 350 отсчетов (2,8 с) ошибка в тестирующей выборке практически остается неизменной и не зависит от длины $N_{об}$: на всем исследуемом диапазоне $N_{об}$ модель не входила в область переобучения, область, когда при большой длине $N_{об}$ резко возрастает погрешность в тестовой выборке.

Практика моделирования показывает, что при общей длине выборки входного сигнала N отсчетов и длине обучающей выборки, равной $N_{об} = N/3$ отсчетов, ANFIS хорошо обучается и при этом не заходит в область переобучения.

После определения длин $N_{об}$ и $N_{тест}$ можно переходить к перебору и оценке моделей-кандидатов. Для этого формируется три цикла: первый — от 1 до i, второй — от 1 до k и третий — от 1 до r. При каждом шаге строится модель ANFIS, выходными параметрами которой будут модель ANFIS с минимальной ошибкой в обучающем сигнале; массив среднеквадратических ошибок в обучающей выборке на каждом шаге; массив значений шага, который был в процессе поиска минимальной ошибки; массив среднеквадратических ошибок в тестирующей выборке на каждом шаге.

Из выходных параметров модели ANFIS (точнее, из массива среднеквадратических ошибок) находят минимальное значение погрешности и если оно исследователя удовлетворяет, то определяются те входные параметры модели (шаги трех циклов), при которых она дала минимальную погрешность. В нашем случае получилась модель с входными параметрами $|X - 2\tau; X - 3\tau; Y - 5\tau|$.

После определения входных параметров модели оценивается ее качество. То есть ее реакция как объекта на входное воздействие X для обучающей ($N_{об}$) и тестирующей ($N_{тест}$) выборок.

Результаты и значения ошибок приведены на рис. 8, который подтверждает: выходные последовательности Y, полученные в ходе стендовых испытаний, и модели ANFIS, полученные на обучающей выборке, практически совпали, а среднеквадратическая погрешность в тестирующей выборке составила всего лишь 6,29 %.

Для полного убеждения, что данная модель соответствует модели сиденья автомобиля, авторы проверили модели на другом входном сигнале, X', и сравнили выходной сигнал y' сиденья после его стендовых испытаний с выходной последовательностью ANFIS. Для этого оценили реакцию модели на входной сигнал X' и сравнили выход модели с Y'. Длину тестирующей выборки оставили такой же, как и при построении модели ANFIS. Полученный результат таков: ошибка нового тестирующего сигнала составляет 5,67 %.

Таким образом, в результате всех рассмотренных выше процедур идентификации авторы получили, хотя бы в неявной форме, конкретную программную модель в математическом пакете MATLAB. Причем такую, которая, как и задумывалось, соответствует выбранным критериям и наилучшим образом воспроизводит данные наблюдений.

Литература

1. Льюнг Л. Идентификация систем. Теория для пользователя. — М.: Наука, 1991. — 432 с.
2. matlab.exponenta.ru/fuzzylogic/index.php
3. Штовба С.Д. Проектирование нечетких систем средствами MATLAB. — М.: Горячая линия — Телеком, 2007. — 288 с.
4. Jang J.-S. ANFIS: Adaptive-Network-Based Fuzzy Inference System // IEEE Trans. Systems & Cybernetics. — 1993. — V. 23. — P. 665—685.
5. Takagi T., Sugeno M. Fuzzy Identification of Systems and Its Applications to Modeling and Control // IEEE Trans. on Systems, Man, and Cybernetics. Vol. 15, № 1. 1995. P. 116—132. Nauck D., Klawonn F., Kruse R. Foundations of Neuro-Fuzzy Systems. John Wiley & Sons. — 1997. — 305 p.
6. Yager R., Filev D. Essentials of Fuzzy Modeling and Control. USA: John Wiley & Sohs. — 1984. — 387 p.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.
Наш адрес: avtoprom@mashin.ru; avtoprom@aport.ru

УДК 34.037

Правовое обеспечение ТО и ТР автотранспортных средств в их гарантийный период

Канд. техн. наук К.И. РАЗГОВОРОВ
Владимирский ГУ (+7. 4922. 23-25-75)

Анализ претензий со стороны владельцев автомобильной техники послужил основой для выявления объективных причин правовых нарушений в работе технических предприятий, связанных с возникновением судебных исков. По результатам исследований, приведенных в статье, была разработана система совершенствования правовых мероприятий на предприятиях автотехобслуживания.
Ключевые слова: *правовое обеспечение, автотехобслуживание, транспортные средства.*

Razgovorov K.I.
LEGAL MAINTENANCE OF AUTOSERVICING SYSTEM

The analysis of claims from outside owners of automobile technics has formed a basis for revealing of the objective reasons of legal infringements in work of the technical enterprises of the judicial claims connected with occurrence. By results of researches resulted in article the system of perfection of legal actions at the autoservicing enterprises has been developed.
Keywords: *enforcement, autoservicing, vehicles.*

Опыт работы дилерских станций технического обслуживания автомобилей (ДСТОА) показывает, что низкое качество ремонта и обслуживания автомобилей оборачивается экономическими потерями не только для клиентов, но и для самих ДСТОА, и для производителей этих АТС. Прежде всего потому, что клиент вынужден возвращаться на ДСТОА для повторного ТО или ремонта своего автомобиля, что создает неритмичность в работе предприятия, требует материальных, энергетических и трудовых затрат, увеличивает себестоимость услуг. Главное же, у владельцев автомобильной техники из-за потерь времени, оплаты плохо выполненных услуг создается недоверие к системе автосервиса в целом. Вынуждает их отстаивать свои законные интересы, обращаясь с жалобами в различные инстанции, в том числе и в суды.

И это их законное право. Отношения, складывающиеся между владельцами автомобилей и ДСТОА, регулирует либо закон "О защите прав потребителей" (владельцы легкового транспорта личного пользования), либо Гражданский кодекс Российской Федерации (владельцы коммерческого транспорта, т. е. автобусов и грузовых автомобилей).

Вот типичный тому пример.

В ТПК "Трейдинвест", дилерского предприятия "Дженерал Моторс", в 2005—2007 гг. от владельцев, приобретших легковые автомобили этой фирмы, поступило 72 претензии к качеству обслуживания и ремонта. 60 из них было удовлетворено без внешнего вмешательства, для семи потребовалась независимая экспертиза при досудебном разбирательстве, а по пяти поданы иски в суд.

Таким образом, прямая защита закона потребовалась для 17 % имевших претензии. И это очень много. Что, с одной стороны, говорит о достаточно высокой правовой защищенности владельцев АТС в нашей стране, а с другой — о наличии больших резервов для повышения качества услуг, предлагаемых ДСТОА. Следовательно, предупреждения конфликтных ситуаций с их потребителями. Причем данный вывод относится не только к ТПК "Трейдинвест", но, как показывает тот же опыт, к большинству предприятий отечественной системы автотехобслуживания. И причина здесь одна — отсутствие грамотного анализа претензий, а значит, и низкая эффективность мер по их устранению. В частности, автор лично убедился, что практически никто из владельцев ДСТОА не знает, в каком соотношении распределяются претензии клиентов. А ведь это информация не только к размышлению, но и к действию. И она, судя по статистике, следующая: низкое качество диагностирования и ремонта — 36,5 %; отказ от выполнения ремонта по гарантии — 23,4; отсутствие запасных частей на складе — 13,2; низкое качество автомобилей и запасных частей — 10,3; низкое качество выполненного ТО — 8,3; невыполнение сроков технических воздействий — 5,1; низкое качество выполнения предпродажной подготовки — 3,2 %.

Как видим, самым слабым местом системы автотехобслуживания является точность определения причин неисправностей и, как следствие, качество последующего ремонта. Иначе говоря, на посту диагностирования ставится неправильный диагноз, далее выполняется ненужный ремонт, и автомобиль возвращается на сервис.

Это особенно характерно для неисправностей, связанных с электронными системами автомобилей. Почему — понятно. Во-первых, электронная начинка каждой новой модели и даже модификации автомобиля, как правило, сложнее предыдущей. То есть их нужно знать не только теоретически, что связано с неизбежными расходами, на которые владельцы ДСТОА идут не очень охотно. Во-вторых, многие считают: если есть современная контрольно-измерительная аппаратура, то она полностью снимает проблему точности диагностирования. И не требуют тщательного анализа ее показаний, а также детального изучения истории посещения автомобилем автосервиса. Хотя последнее нередко указывает на то, что данный ремонт, на который указывает симптом (диагностический параметр), уже был произведен, следовательно, существует необходимость в установлении других причин искомой неисправности.

В практике, к сожалению, встречаются и совсем казузные случаи. Например, ремонт исправного автомобиля. Когда владелец, скажем, заявляет: "двигатель слабо "тянет" или "автомобиль плохо слушается руля". Мастера автосервиса, не проверив эти заявления инструменталь-

но, а ориентируясь на свой опыт, ставят предварительный диагноз, заказывают запасные части и выполняют ремонты. И если автомобиль гарантийный, связанные с ним затраты выставляются производителю.

Далее ситуация повторяется: по мнению владельца, ремонт не устранил неисправность, и он опять обращался на сервис. Наконец, к концу гарантийного срока клиент, понимая, что после окончания этого срока все расходы будут возложены на его личный бюджет, принимает решение о расторжении "Договора продажи транспортного средства" по ст. 18 главы 2 закона "О защите прав потребителей" (наличие существенного дефекта). И идет в суд.

Вторая по "весомости" доля претензий приходится на отказы ДСТОА выполнять ремонты по гарантии из-за нарушения автовладельцами сроков выполнения плановых ТО, рекомендаций по эксплуатации (к примеру, использование топлива, масел, жидкостей и смазочных материалов, не рекомендованных заводом-изготовителем) и уходу за автомобилем, внесения изменений в конструкцию их транспортных средств и т. д. И здесь тоже редко обходится без независимой экспертизы, а то и суда.

Третья по значимости доля претензий связана с отсутствием запасных частей на складе предприятия автотехобслуживания и центральном складе дистрибьютора. Чтобы уменьшить их число, ДСТОА занимают запасные части у других предприятий автосервиса, закупают в магазинах. И даже идут на разукомплектование новых автомобилей, хранящихся на складе. Что, в общем-то, довольно накладно.

Для ДСТОА решение этой проблемы с юридической точки зрения известно: внесение в "Договор поставки автомобиля" специальной записи о том, что время ремонта зависит от графика поставки запасных частей производителем. Но тогда потребитель теряет оговоренное законом право требовать выплаты пени в размере 1 % в день за каждый день простоя в ремонте приобретенного транспортного средства. О чем дилер должен его предупреждать.

Четвертая причина — низкое качество автомобилей и комплектующих. Особенно наличие в них скрытых производственных дефектов, в том числе довольно серьезных, устранение которых требует сложных и дорогостоящих технических воздействий. Это замены двигателя, коробки передач, электронных блоков и др.

Во время выполнения ремонтных работ и ожидания необходимых запасных частей автомобиль, естественно, потребителем не эксплуатируется. И возникает конфликтная ситуация, решение которой, к сожалению, правовой основы до сих пор не имеет. Поэтому дело сводится к переговорам: клиенту на время ремонта предлагается либо подменный автомобиль, либо продление срока гарантии на время нахождения в ремонте его автомобиля, либо заключение дополнительного договора на предоставление скидки и т. д. Однако некоторые ситуации заканчиваются, как то предусматривает закон "О защите прав потребителей", заменой автомобиля или возвратом уплаченных потребителем денежных средств (как правило, по решению суда).

На пятом месте — не удовлетворяющее клиента качество проведения ТО. Обычно это всякого рода недоделки (слесарь-механик залил в двигатель или коробку передач масло выше или ниже установленного уровня, забыл сменить какой-то из фильтров и т. п.). Владелец автомобиля, обнаружив это, возвращается на сервис.

Правовых норм по таким претензиям тоже нет. Однако они устраняются быстро: автомобиль вне очереди ставится на обслуживание, а ДСТОА, как правило, вводит операцию дополнительного, перед выдачей автомобилей клиенту, контроля качества выполненных работ.

Шестое место занимает невыдерживание продолжительности технических воздействий из-за сбоев в ритмичности работы ДСТОА по различным причинам. Прежде всего, из-за больших потерь времени на выполнение дополнительных (диагностических и слесарных) работ, невыхода на работу нескольких исполнителей по болезни и т. п. Устраняются и предупреждаются такого рода претензии на основе управленческих решений руководства ДСТОА. В первую очередь за счет правильного планирования времени работы всей смены и, особенно, специализированных участков.

На седьмом месте стоит низкое качество выполнения предпродажной подготовки. Эти претензии возникают из-за появления неисправностей на начальном этапе эксплуатации автомобилей. Их причины — невыполнение дилером полного перечня работ предпродажной подготовки или невыявление неисправности при проверке и тестировании автомобиля. Решение связанных с этим конфликтных ситуаций на практике сводится к мобильному устранению неисправности или компенсации владельцу причиненных неудобств.

Таким образом, решение проблем, связанных с претензиями потребителей некоммерческих автомобилей, особенно в гарантийный период, имеет довольно надежную правовую основу. Что же касается эксплуатации коммерческой автомобильной техники, то она, к сожалению, имеет меньшую правовую защищенность. Главное, что по отношению к ней закон "О защите прав потребителей", предусматривающий ответственность производителя и дилера, не действует. Но владельцы коммерческой техники, как правило, юридические лица, которые используют автотранспорт для получения дохода. Поэтому им проще и дешевле устранить дефект собственными силами, чем вступать в правовые отношения с ДСТОА. К примеру, руководители эксплуатирующих организаций четко понимают, что длительные простои техники в гарантийном ремонте могут привести к значительным убыткам. Поэтому они обращаются в ДСТОА только при появлении в АТС сложного и дорогостоящего дефекта.

Приведенный выше анализ позволяет сделать следующий вывод: правовые нормы, зафиксированные в законе "О защите прав потребителей", и Гражданском кодексе Российской Федерации, вполне достаточны. Но при одном условии: если все эти нормы перечислены в договорах о поставке АТС и на оказание сервисных услуг. Такой подход позволяет предотвратить значительную часть конфликтных ситуаций и судебных разбирательств, а также уменьшить объемы досудебных и судебных издержек. Как со стороны ДСТОА, так и со стороны потребителя.

УДК 662.612

Устройство для регулирования загрузки автомобиля

Кандидаты техн. наук В.В. ГЕРАЩЕНКО и М.Я. ЯСКЕВИЧ, А.В. ГЕРАЩЕНКО

Белорусско-Российский университет (8.0222. 27-37-97),
Могилевский грузовой автопарк № 4 (8.0222. 47-41-95)

Разработана система регулирования загрузки автомобилей. Применение системы позволит снизить расходы на эксплуатацию автомобилей.

Ключевые слова: *система, автомобиль, компаратор.*

Gerashenko V.V., Jaskveish M.J., Gerashenko A.V.

AUTOMOBILE LOADING REGULATION IN SYSTEM. MOTOR VEHICLE

There was worked loading regulation an system motor vehicle. The appliance of this system make it possible to decrease the expenses an using the automobile

Keywords: *systems: vehicle, comparator.*

Опыт применения грузовых автомобилей для перевозки различных грузов, особенно сыпучих материалов и труб, показывает, что как при загрузке, так и в движении может быть допущено превышение нагрузки на их оси. Причины заключаются в неравномерности загрузки по полуосям, а также самопроизвольном смещении груза. Результат — деформация рамы, ускоренное изнашивание узлов подвески и шин, увод автомобиля и рост расходов на его эксплуатацию.

Чтобы избежать всего этого, необходимо оснащать АТС устройствами измерения и регулирования нагрузки как на каждую из осей, так и на автомобиль в целом.

Конструкция одного из таких устройств была в свое время предложена автором (пат. 5644, РБ). Однако опыт эксплуатации показал, что она, к сожалению, недостаточно точно определяет превышения нагрузок на ось и колесо, потому что регистрирует их по суммарной массе груза на автомобиле. О превышении нагрузок сигнализирует контрольная лампа, момент загорания которой зависит не только от подаваемого на нее напряжения, но и от внешней температуры, поэтому может колебаться в довольно широких пределах. Отсюда — необходимость более совершенного устройства, способного, кроме общей загрузки АТС, контролировать загрузку каждой из его осей. Причем контролировать точно.

И такое устройство (рис. 1) создано. Оно включает раму *5*; оси *3*; пневмогидравлические цилиндры *4*, установленные по два на каждой оси, которые своими верхними ушками соединены с рамой, а нижними — с осью. Схема системы загрузки представлена на рис. 2. В нее входят регистрирующие приборы, выполненные в виде пяти (*13*, *14*, *15*, *16*, *31*) светодиодов; регулируемые источники (*5*, *6*, *7*, *8*, *26*) постоянного тока; источник *30* переменного тока; резистор *25* нагрузки; магнитный усилитель *21*, имеющий входные обмотки *17*, *18*, *19*, *20* постоянного тока, которые последовательно соединены с выходной обмоткой *22*; диодный мост *23*, состоящий из четырех диодов. При этом выход источника переменного тока соединен с входом последовательного соединения выходной обмотки *22* и диодного моста *23*, а выход диодного моста — с выводами резистора *25* нагрузки.

В системе загрузки имеются также датчики *1*, *2*, *3*, *4* перемещения, установленные на каждом цилиндре пневмогидравлической подвески, входы которых подключены к источнику постоянного тока (бортовой сети) через стабилизатор напряжения; пять (*9*, *10*, *11*, *12*, *28*) компараторов; пять (*5*, *6*, *7*, *8*, *26*) регулируемых ис-

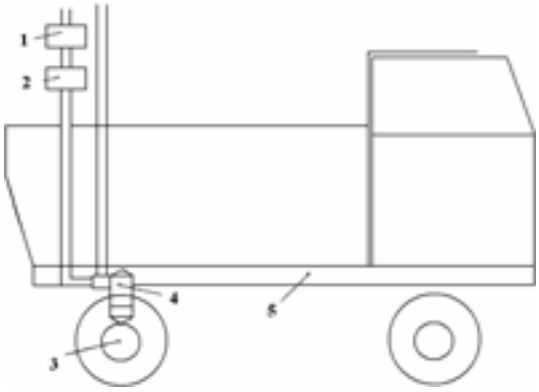


Рис. 1. Схема установки элементов системы загрузки:
1 — источник постоянного тока; *2* — стабилизатор напряжения; *3* — оси; *4* — пневмогидравлические цилиндры; *5* — рама

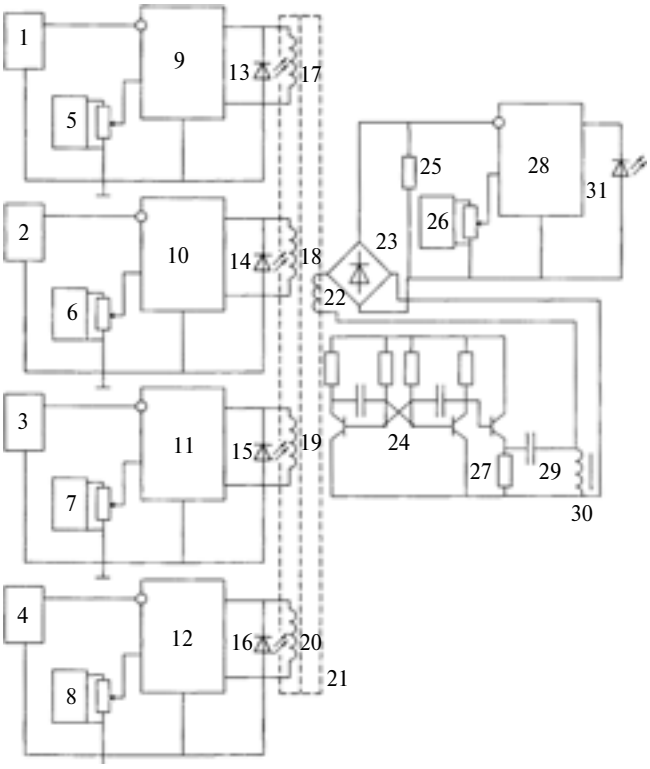


Рис. 2. Схема системы загрузки:
1, *2*, *3* и *4* — датчики перемещения; *5*, *6*, *7*, *8* и *26* — регулируемые источники постоянного тока; *9*, *10*, *11*, *12* и *28* — компараторы; *13*, *14*, *15*, *16* и *31* — светодиоды; *17*, *18*, *19* и *20* — входные обмотки управления магнитного усилителя; *22* — выходная обмотка магнитного усилителя; *21* — магнитный усилитель; *23* — диодный мост; *24* — автоколебательный мультивибратор; *25* — резистор нагрузки; *27* — согласующий усилитель; *29* — резонансный контур; *30* — источник переменного тока

точников постоянного тока. Инвертирующий вход каждого из первых четырех компараторов соединен с первым выводом выхода каждого из датчиков перемещения, а их неинвертирующий вход — с первым выводом выхода каждого из первых четырех регулируемых источников постоянного тока. Вторые выводы выхода каждого из датчиков перемещения соединены последовательно со вторыми выводами каждого из первых четырех регулируемых источников постоянного тока и общими выводами каждого из первых четырех компараторов.

Каждый из первых четырех светодиодов и каждая из обмоток управления магнитного усилителя подключены параллельно к выходам соответствующего компаратора, инвертирующий вход пятого (*28*) компаратора — к первому выводу резистора нагрузки, неинвертирующий вход — к первому выводу выхода пятого регулируемого источника постоянного тока, второй вывод которого идет на общий вывод пятого компаратора и второго вывода резистора нагрузки.

Пятый (*31*) светодиод запараллелен с выходом пятого компаратора, а источник *30* переменного тока выполнен в виде последовательно соединенных мультивибратора *24*, согласующего усилителя *27* и последовательного резонансного контура *29*.

Работает устройство следующим образом.

Перед началом загрузки АТС водитель включает источник постоянного тока и все регулируемые источники постоянного тока. При этом напряжение от бортовой сети поступает на автоколебательный мультивибратор *24* и согласующий усилитель *27*. В результате на выходе первых четырех (*5*, *6*, *7*, *8*) регулируемых источников постоянного тока устанавливается напряжение, соответствующее номинальной нагрузке на полуоси, а на выходе пятого (*26*) источника — напряжение, соответствующее суммарной номинальной нагрузке на АТС.

В процессе загрузки кузов АТС перемещается, поэтому напряжение на выходах каждого из датчиков перемещения возрастает, и когда оно на входах компараторов и выходах сравняется или разница поменяет знак, загораются светодиоды. Причем загораются не одновременно, а сначала той оси, где нагрузка достигла предельно допустимой, затем следующий и т. д. Загорание пятого (*31*) светодиода — сигнал о завершении загрузки.

Светодиоды продолжают гореть и в процессе движения АТС. И если какой-либо из них погас, то это означает самопроизвольное смещение груза в кузове автомобиля, следовательно, нужно принимать меры по восстановлению исходного его положения.

Таким образом, рассмотренное устройство позволяет повысить надежность подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля, исключить тем самым затраты на преждевременный ремонт несущих элементов его конструкции. Но не только. Экономический эффект дает также то, что устройство помогает исключить недоиспользование грузоподъемности АТС, т. е. его недогрузку.

УДК 62-222.1

Математическая модель деформированного состояния гильз цилиндров дизеля КамАЗ при сборке

А.А. ПЕРОВ, д-р техн. наук, Д.А. СОЦКОВ

Владимирский ГУ (8.920. 909-30-33)

По результатам теоретического исследования разработана математическая модель деформированного состояния гильз цилиндров двигателя КамАЗ с целью определения деформаций и напряжений от сил и моментов, распределенных по краю гильзы, возникающих при сборке двигателя.

Ключевые слова: *деформация, оптимизация, гильза цилиндра.*

Perov A.A., Sotskov D.A.

MATHEMATICAL MODEL OF THE DEFORMED CONDITION OF SLEEVES OF CYLINDERS OF THE DIESEL ENGINE OF KamAz AT ASSEMBLAGE

By results of theoretical research the mathematical model of the deformed condition of sleeves of cylinders of engine KamAz-740 for the purpose of definition of deformations and pressure from forces and the moments distributed on edge of a sleeve, arising at engine assemblage is developed.

Keywords: *deformation, optimisation, cylinder sleeve.*

При разработке конструкций ЦПГ современных поршневых двигателей экономия средств и времени достигается с помощью математического моделирования: оно позволяет не только выполнять детальный анализ теплового и напряженно-деформированного состояния конструкции, но и оптимизировать ее элементы с учетом конкретных условий работы двигателя. Это особенно актуально применительно к блок-картерным конструкциям ДВС с мокрой гильзой, занимающим доминирующее положение среди быстроходных транспортных дизелей, при проектировании, модернизации и ремонте которых приходится сталкиваться с проблемой искажения формы гильзы, обусловленного значительными ее деформациями при сборке. Эти искажения, по существу, обесценивают меры, направленные на повышение точности обработки деталей ЦПГ, поскольку ведут к увеличению расхода масла на угар, прорыву газов в картер, повышенному износу подвижных элементов конструкции. И здесь, учитывая сложность последней и многочисленность мест сопряжения ее элементов, помочь решить рассматриваемую проблему может только математическая модель: она дает возможность выявить все причины возникновения деформаций, а значит, и устранить их.

Очевидно, что деформации гильзы при сборке — результат действия напряжений в ее материале. Чтобы оценить эти напряжения и в целом напряженно-деформированное со-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$L \leqslant 5\sqrt{Rh_1}$	R — радиус цилиндра; h_1 — толщина его стенки
2	$\frac{d^4W_x}{dx^4} + 4\beta^4 W_x = 0$	W_x — радиальная деформация цилиндра; β — коэффициент, зависящий от материала и геометрических размеров гильзы цилиндра; x — текущая координата
3	$W_x = e^{-\beta x}(A\cos\beta x + B\sin\beta x) + e^{\beta x}(C\cos\beta x + D\sin\beta x)$	A, B, C, D — постоянные интегрирования
4	$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{r_1^2 - h_1^2}}$	μ — коэффициент Пуассона; h_1 — толщина стенки гильзы цилиндра; r_1 — внутренний радиус гильзы цилиндра
5	$W_x = e^{-\beta x}(A\cos\beta x + B\sin\beta x)$	—
6	$M_x = -D_1 \left.\frac{d^2W_x}{dx^2}\right\|_{x=0} = M_0$; $Q_x = D_1 \left.\frac{d^3W_x}{dx^3}\right\|_{x=0} = P_0$	D_1 — цилиндрическая жесткость гильзы; M_0 — изгибающий момент; P_0 — силы, действующие со стороны блока на гильзу
7	$A = \frac{P_0 - \beta M_0}{2\beta^3 D_1}$; $B = \frac{M_0}{2\beta^2 D_1}$	—
8	$W_x = \frac{e^{-\beta x}}{2\beta^3 D_1}[(P_0 - \beta M_0) \times \cos\beta x + \beta M_0 \sin x]$	—
9	$W_x = \frac{M_0}{2\beta^2 D_1} e^{-\beta x}[(2n-1) \times \cos\beta x + \sin\beta x]$	n — безразмерный параметр, характеризующий геометрические размеры гильзы и ее материал
10	$M_0 = \frac{R(r_3 - r_1)}{1 + \beta h n + k}$	R — сила, приходящаяся на единицу длины внутренней поверхности гильзы; r_2 — наружный радиус стенки гильзы; r_3 — наружный радиус опорного бурта гильзы; r_1 — внутренний радиус гильзы цилиндра; $k = \left(\frac{h}{h_1}\right)^3 \frac{(1-\mu^3)\ln\frac{r_2}{r_1}(1-n)}{\beta r_1}$ — безразмерный параметр; h — высота
11	$n = \frac{1 + \beta h}{2 + \beta h + \beta h \alpha}$	$\alpha = \frac{\beta^2 r_1^2 h_1^3}{6h^2(r_2 - r_1)(1-\mu^2)}$
12	$p_k = \frac{E\frac{\sigma}{d_k}}{\left(\frac{1+k_1^2}{1-k_1^2} + \frac{1+k_2^2}{1-k_2^2}\right)}$	$k_1 = \frac{d_1}{d_k}$; $k_2 = \frac{d_k}{d_2}$; d_k — диаметр верхнего посадочного пояска блока; $d_1 = 2r_1$; $d_2 = 2r_2$; E — модуль упругости; σ — натяг при посадке гильзы в блок
13	$W_x = -e^{-\beta x}\frac{P_0}{2\beta^3 D_1}\cos\beta x$	—
14	$W_x = -e^{-\beta x}\frac{P_0}{2\beta^3 D_1}\cos\beta x$	—

стояние гильзы, лучше всего воспользоваться теорией оболочек.

Дело в том, что гильзы рассматриваемых ДВС по своим геометрическим параметрам, как правило, удовлетворяют требованиям, предъявляемым к длинным оболочкам, т. е. формуле № 1 (см. таблицу). Например, если взять гильзу цилиндра дизеля КамАЗ-740, длина L которой 224, а толщина 8 мм, то правая часть формулы дает 109 мм, что в 2 раза меньше L. То есть мы имеем именно длинную оболочку, задача определения деформаций и напряжений в которой при ее нагружении осесимметричными внешними силами в общем случае сводится к решению дифференциального уравнения, записанного в виде формулы № 2.

Гильза цилиндра представляет собой оболочку, имеющую на одном конце утолщение в виде кольца. Представим, что по его внутренней окружности с постоянной интенсивностью действуют равномерно распределенные силы и изгибающие моменты [1], и воспользуемся методом сечений, т. е. отделим кольцо от гильзы. Тогда в месте присоединения кольца к гильзе будут действовать (рис. 1) изгибающий момент M_0 и поперечная сила P_0, отнесенные к единице внутренней окружности гильзы, а отсоединенную часть гильзы можно рассматривать как оболочку, которая изогнута силами и моментами, распределенными по ее краю. Значит, общее решение дифференциального уравнения (формула № 1) примет вид формулы № 3. При этом входящий в нее коэффициент β дает формула № 4.

Так как рассматриваемая гильза (оболочка) длинная, то силы и моменты, приложенные к одному из ее концов, не оказывают влияния на напряженное состояние сечений в районе второго ее конца [2]. То есть можно предположить, что в точках, находящихся на большом удалении от места приложения сил, деформация гильзы обращается в нуль. Поэтому начало координат поместим именно в месте приложения сил. Тогда постоянные C и D интегрирования, характеризующие удаленные точки гильзы, будут равны нулю.

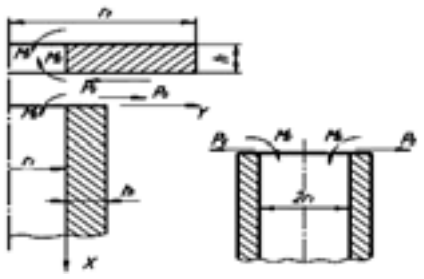


Рис. 1

В результате общее решение дифференциального уравнения выражается формулой № 5.

Таким образом, остается лишь определить постоянные A и B интегрирования. Для этого воспользуемся граничными условиям (формула № 6) и введем в формулу № 6 значения W_x, рассчитанные по формуле № 5. Итог — формула № 7. Подставив полученные по ним значения A и B в формулу № 5, получаем уравнение радиальных перемещений для произвольного сечения гильзы цилиндра (формула № 8).

По этой формуле можно определять деформации "мокрых" гильз цилиндров при различных схемных решениях установки гильзы в блок. В первую очередь — когда $M_0 \neq 0$, а $P_0 = 0$ (схема установки гильз в блоке двигателя КамАЗ-740). В этом случае деформации подсчитываются по формуле № 9, а значения входящих в нее параметров M_0 и n — соответственно по формулам № 10 и 11.

Схема нагружения при сборке и геометрические параметры гильзы цилиндра дизеля КамАЗ-740 приведены на рис. 2. Из него видно, что усилие R создает на опорном бурте гильзы момент, который и вызывает деформацию внутренней ее поверхности. Но конструкцию гильзы можно сделать подвесной (рис. 3). Тогда, очевидно, изгибающий момент $M_0 = 0$. Однако оказывается, что в этом случае гильзы при сборке цилиндров все-таки деформируются. И это, как показали исследования, — следствие деформации нижнего и верхнего посадочных поясков блока, а также бурта гильзы. И хотя здесь $M_0 = 0$, но возникают (см. рис. 3) силы P_0, действующие со стороны блока на гильзу (случай $M_0 = 0$, $P_0 = 0$).

Чтобы объяснить причину их появления, представим гильзу как оболочку, имеющую на одном конце утолщение в виде кольца, на которое со стороны блока по окружности с постоянной интенсивностью действуют равномерно распределенные силы. Далее воспользуемся, как и в предыдущем случае, методом сечений и отделим кольцо от гильзы. Тогда в месте отсоединения будет действовать поперечная сила P_0, отнесенная на единицу внутренней окружности гильзы.

Анализ ремонтного фонда блоков показал, что верхнее и нижнее посадочные поверхности под гильзу в блок подвержены остаточным деформациям, которые приводят к посадке гильзы в блок с натягом. То есть, несмотря на допуски с зазором (в пределах 0,04—0,13 мм) для данных поверхностей, заложенные заводом-изготовителем, наблюдается уменьшение размеров (натяг) посадочных отверстий. Причем его значение (в зависимости от номера отверстия) достигает 0,22 мм, что приводит к искажению (до 0,03 мм по овальности) внутренней поверхности гильзы относительно исходной при установке ее в блок.

Зная величину натяга, по формуле № 12 можно подсчитать давление p_k на гильзу при ее установке в блок. И для случая, когда $M_0 = 0$, деформацию W_x от сил P_0, распределенных по верхнему краю гильзы, дает формула № 13.

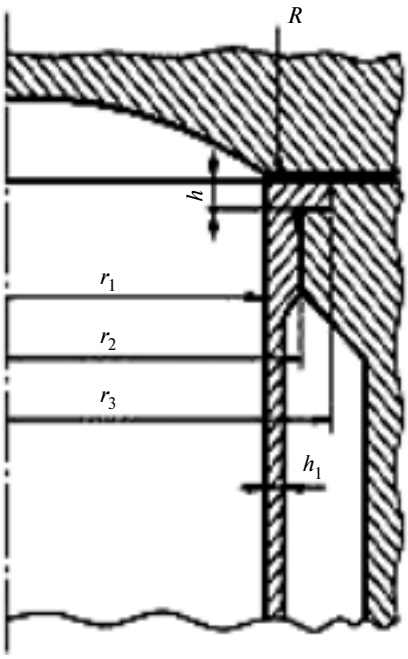


Рис. 2

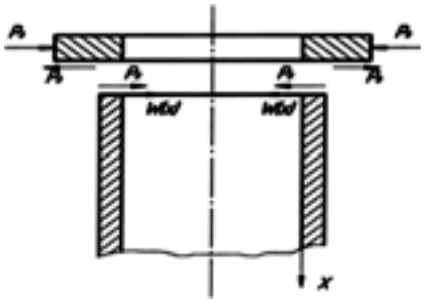


Рис. 3

Большой практический интерес, очевидно, представляет то расстояние X по образующей гильзы цилиндра, на котором напряжения и деформации максимальны. Этот максимум, зная конструктивные параметры r_1, h_1 и β гильзы, можно сдвигать в нужном направлении от зоны остановки поршневых колец, т. е. оптимизировать размеры гильз с целью снижения угара масла и износа цилиндров. А его положение легко определить. Это производная от выражения № 13 по X, приравненная к нулю, т. е. формула № 14.

Таким образом, целесообразность и необходимость широкого использования результатов и аппарата математической теории для вариантного, оптимизационного и "машинного" проектирования гильз цилиндров с наилучшими показателями по профилю рабочей поверхности и выбора ее оптимальных размеров из условия наименьшей деформации при сборке очевидны. Они — залог успешного решения задач повышения потребительских свойств дизелей, в том числе важнейшего из них — экономичности.

Литература

1. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. М.: Физматгиз, 1963.
2. Канн С.Н. Строительная механика оболочек. М.: Машиностроение, 1967.

УДК 681.2

Бестормозной метод определения момента инерции КШМ V-образных ДВС

Кандидаты техн. наук А.В. ЕГОРОВ, С.Г. КУЗОВКОВ и Д.В. КОЖИН, д-р техн. наук С.В. ДМИТРИЕВ
Марийский ГТУ (8. 8362. 68-68-86)

Представлено обоснование определения приведенного к оси вращения коленчатого вала момента инерции вращающихся масс кривошипно-шатунного механизма V-образного двигателя внутреннего сгорания.

Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания, кривошипно-шатунный механизм, момент инерции вала, вращающиеся массы.*

Egorov A.V., Kuzovkov S.G., Kozhin D.V., Dmitriev S.V.

BRAKELESS TEST METOD OF THE MOMENT TO INERTIAS OF THE CRANKSHAFT MECHANISM V-FIGURATIVE ENGINE OF INTERNAL COMBUSTION WITHOUT STEND

In article is presented motivation of the determination brought about axis of the rotation of the crankshaft of the moment to inertias of the revolvinging masses crankshaft mechanism V-figurative engine of internal combustion.

Keywords: *internal combustion engine, krivoshipno-shatunnyj the mechanism, the moment of inertia of the shaft, rotating weights.*

Как показывает анализ методов испытаний ДВС, наиболее значительным потенциалом развития обладает метод, основанный на бестормозном определении момента инерции КШМ, который в свое время предложил один из авторов данной статьи, А.В. Егоров. Этот метод очень эффективен, когда момент инерции КШМ в течение одного оборота коленчатого вала двигателя либо не изменяется, либо изменяется незначительно. В таких случаях проявляются три его безусловные достоинства — незначительная трудоемкость экспериментов и расчетов, возможность реализации на любых (двух-, четырех-, шести-, восьми- и 12-цилиндровых) ДВС, и, главное, высокая точность получаемых результатов. Причем последнее, как известно, очень важно: согласно ГОСТ 14846—81, точность определения мощности и крутящего момента должна составлять не менее 99 %.

Правда, опыт применения метода, предложенного А.В. Егоровым, показал, что с его помощью можно построить только внешнюю скоростную характеристику ДВС. Кроме того, в соответствии с этим методом необходимо использовать тела с эталонным моментом инерции. Что, естественно, усложняет решение многих практических задач. В связи с чем метод и доработали. Как доработали и что из этого получилось, рассматривается ниже.

Начнем с анализа динамики изменения момента инерции V-образных аксиальных КШМ. Причем для простоты рассуждений — на примере двухцилиндрового ДВС.

Из схемы (рис. 1) исследуемого ДВС не представляет особого труда определить его кинематические параметры. Так, из очевидного равенства $r_к \sin\varphi = l \sin\alpha$ получаются формулы № 1 и 2 (табл. 1) для определения угла $\alpha_л$ и $\alpha_п$ между осями поршня и шатуна, из равенства $r_к \sin(\gamma - \varphi) = l \sin\alpha$ — формулы № 3 и 4 для расчета углов $\beta_л$ и $\beta_п$ между шатунами и кривошипами. Формулы № 5, 6, 7 и 8 для подсчета соответственно расстояния от центров масс левого и правого шатунов, левого и правого поршневых пальцев до оси вращения коленчатого вала дает теорема косинусов.

Нет проблем и с моментами инерции элементов конструкции КШМ относительно оси вращения коленчатого вала.

Например, момент $J_{лп}$ левого поршня, имеющего массу $m_п$, подсчитывается по формуле № 9, а правого — по формуле № 10, момент $J_{лпп}$ левого поршневого пальца массой $m_{пп}$ — по формуле № 11; момент $J_{лш}$ левого шатуна массой $m_ш$ — по формуле № 12, момент $J_{пш}$ правого поршня массой $m_ш$ — по формуле № 13, момент $J_{пш}$ правого шатуна массой $m_ш$ — по формуле № 14.

Если, далее, принять, что момент инерции $J_{кв}$ коленчатого вала постоянен и не зависит от положения этого вала, то момент $J_{КШМ}$ рассматриваемого ДВС будет представлять собой сумму перечисленных выше моментов (формула № 15).

Зависимости для моментов инерции четырех-, шести-, восьми- и 12-цилиндровых V-образных ДВС от угла φ поворота кривошипа были выведены с учетом рекомендаций авторов работ [1] $\left(\frac{r}{l} = 0{,}3\right)$ и [2] $\left(\frac{m_п}{m_ш} = 0{,}5\right)$ и приведены в послед-

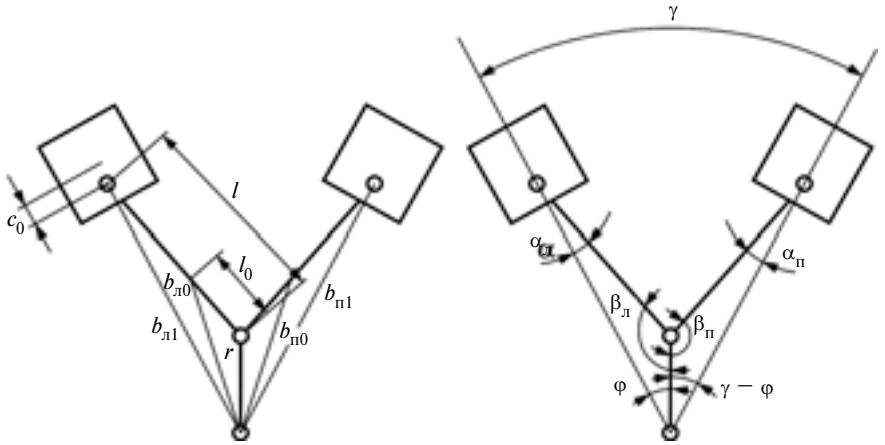
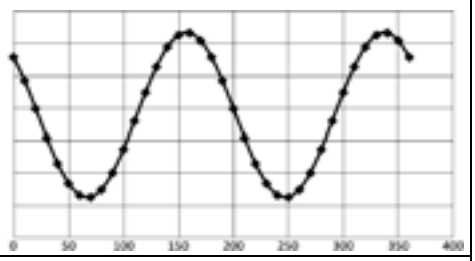
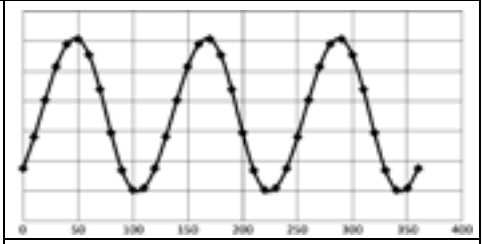
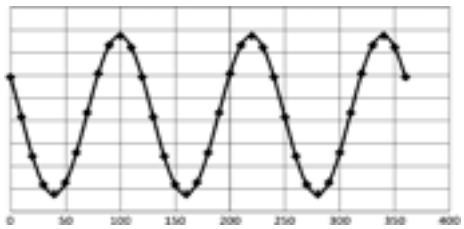
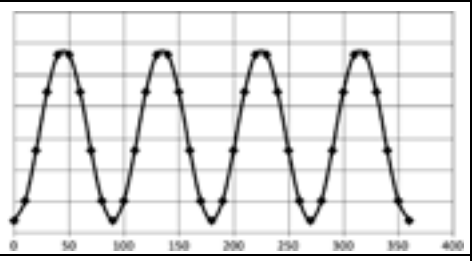
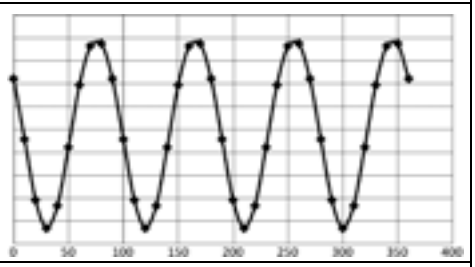
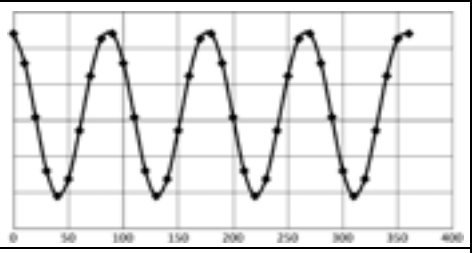
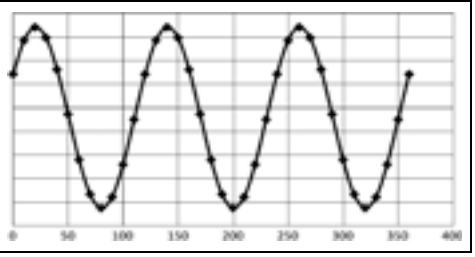


Рис. 1. Схема аксиального КШМ V-образного двухцилиндрового ДВС

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\alpha = \arcsin\left(\frac{r_к}{l}\sin\varphi\right)$	$r_к$ — радиус качения колеса; l — длина шатуна; φ — угол поворота кривошипа
2	$\alpha_1 = \arcsin\left[\frac{r_к}{l}\sin(\gamma - \varphi)\right]$	γ — угол развала цилиндров
3	$\beta = 180 - (\alpha + \varphi)$	α — угол отклонения оси левого шатуна от оси цилиндра
4	$\beta_1 = 180 - \alpha_1 - (\gamma - \varphi)$	α_1 — угол отклонения оси правого шатуна от оси цилиндра
5	$b_{10} = \sqrt{r^2 + l_0^2 - 2r_к l_0 \cos\beta}$	l_0 — расстояние от оси шатунной шейки коленчатого вала до центра масс шатуна
6	$b_{11} = \sqrt{r_к^2 + l^2 - 2r_к l \cos\beta}$	—
7	$b_{20} = \sqrt{r_к^2 + l_0^2 - 2r_к l_0 \cos\beta_1}$	β_1 — угол между правым кривошипом и левым шатуном
8	$b_{21} = \sqrt{r_к^2 + l^2 - 2r_к l \cos\beta_1}$	—
9	$J_{лп} = m_п(b_{11} + c_0)^2 + J_{лп0}$	$J_{лп0}$ — момент инерции левого поршня относительно его центральной оси; c_0 — расстояние от центра масс поршневого пальца до центра масс поршня; $m_п$ — масса поршня
10	$J_{пп} = m_п(b_{21} + c_0)^2 + J_{пп0}$	$J_{пп0}$ — то же для правого поршня
11	$J_{лпп} = m_{пп} b_{11}^2 + J_{лпп0}$	$m_{пп}$ — масса поршневого пальца; $J_{лпп0}$ — момент инерции левого поршневого пальца относительно своей центральной оси
12	$J_{ппп} = m_{пп} b_{21}^2 + J_{лпп0}$	$J_{лпп0}$ — то же для правого поршневого пальца
13	$J_{лш} = m_ш b_{10}^2 + J_{лш0}$	$m_ш$ — масса шатуна; $J_{лш0}$ — момент инерции левого шатуна относительно своей центральной оси
14	$J_{пш} = m_ш b_{20}^2 + J_{пш0}$	$J_{пш0}$ — то же для правого шатуна
15	$J_{КШМ} = J_{лп} + J_{лпп} + J_{лш} + J_{пп} + J_{ппп} + J_{пп} + J_{кв}$	—
16	$J_{пр}\frac{\omega_д^2}{2} = J_д\frac{\omega_д^2}{2} + J_{\Sigma_к}\frac{\omega_д^2}{2} + m_а\frac{v_а^2}{2}$	ω — частота вращения коленчатого вала ДВС; $J_д = J_{КШМ} - 1$; $\omega_к$ — частота вращения колес автомобиля; $J_{\Sigma_к}$ — их суммарный момент инерции; $m_а$ — масса автомобиля; $v_а$ — скорость его движения
17	$J_{пр} = J_д + J_{\Sigma_к}\left(\frac{\omega_к}{\omega_д}\right)^2 + \frac{m_а v_а^2}{\omega_д^2}$	—
18	$u = u_{кп} u_{гп} u_{бр}$	$u_{кп}$ — передаточное число коробки передач; $u_{гп}$ — передаточное число главной передачи; $u_{бр}$ — передаточное число бортового редуктора (при его отсутствии $u_{бр} = 1$)
19	$J_{пр} = J_д + J_{\Sigma_к}\left(\frac{1}{u_{кп}u_{гп}u_{бр}}\right)^2 + \frac{m_а v_а^2}{\omega_д^2} = J_д + (J_{\Sigma_к} + m_а r_ш^2)\left(\frac{1}{u_{кп}u_{гп}u_{бр}}\right)^2$	—
20	$M_к = J_{пр_1}\dot{\omega}_{д_1} = J_{пр_2}\dot{\omega}_{д_2} = \left[J_д + (J_{\Sigma_к} + m_а r_к^2)\left(\frac{1}{u_{кп_1}u_{гп}u_{бр}}\right)^2\right]\dot{\omega}_{д_1} = \left[J_д + (J_{\Sigma_к} + m_а r_к^2)\left(\frac{1}{u_{кп_2}u_{гп}u_{бр}}\right)^2\right]\dot{\omega}_{д_2}$	1, 2 — номера передач; $\dot{\omega}_д$ — угловое ускорение коленчатого вала на соответствующей передаче
21	$J_д = \frac{(J_{\Sigma_к} + m_а r_к^2)\left[\left(\frac{1}{u_{кп_2}u_{гп}u_{бр}}\right)^2\dot{\omega}_{д_2} - \left(\frac{1}{u_{кп_1}u_{гп}u_{бр}}\right)^2\dot{\omega}_{д_1}\right]}{\dot{\omega}_{д_1} - \dot{\omega}_{д_2}}$	—

Таблица 2

Число цилиндров ДВС	Угол между рядами цилиндров, град.	Угол между кривошипами, град.	Зависимость $J_{КШМ} = f(\varphi)$
4	90	180	
6	90	120	
	120		
8	90	90	
		180	
	120	90	
12	60	120	

нем столбце табл. 2. Они показывают, что динамика изменения приведенного к оси вращения коленчатого вала момента инерции КШМ в течение одного оборота коленчатого вала для шестицилиндрового ДВС не превышает 2 %, а для остальных — 1 %. Поэтому маховик на V-образном многоцилиндровом двигателе в первую очередь — аккумулятор кинетической энергии, необходимой для начала движения автомобиля, и во вторую — устройство, способствующее равномерной работе самого двигателя. В отличие, например, от рядных двух- и четырехцилиндровых с углом 180° между кривошипами: у них изменение $J_{КШМ}$ в течение одного оборота коленчатого вала может достигать 15 %.

Теперь применяемые методы усовершенствованы: это дает возможность в качестве тела с эталонным моментом инерции использовать сам автомобиль, что, в свою очередь, позволяет на основе бестормозного метода В.А. Егорова определять моменты инерции вращающихся масс ДВС и на его частичных нагрузочных режимах. Причем, что очень важно, без его демонтажа с автомобиля.

Как это делается, рассмотрим на примере автомобиля с колесной формулой 4×2, кинематическая схема которого приведена на рис. 2.

Назначение ДВС — через эту схему передать выработанную им механическую энергию на ведущие колеса автомобиля с тем, чтобы привести его в движение, т. е. заставить вращаться не только ведущие задние, но и не ведущие передние колеса.

Каждое из колес имеет массу $m_к$, радиус $r_к$ качения (с учетом деформации шины) и на него приходится по ~1/4 полной массы $m_а$ автомобиля. (В конкретных случаях это соотношение, конечно, может быть другим, но, опять-таки, для простоты рассуждений примем его именно таким.)

Определим приведенный к оси вращения коленчатого вала момент инерции колес. При этом будем руководствоваться принципом [3], согласно которому приведенный момент $J_{пр}$ инерции системы вращающихся масс есть момент системы, состоящей только из элементов, вращающихся с угловой скоростью $\omega_д$ коленчатого вала двигателя, но обладающих запасом кинетической

энергии, который равен запасу кинетической энергии реальной системы.

Из условия неизменности кинетической энергии следует, что для системы, состоящей из соединенных через зубчатые передачи ДВС и вращающихся с угловой скоростью $\omega_к$ четырех колес, которые обладают суммарным моментом $J_{\Sigma_к}$ инерции, с учетом скорости $v_а$ движения автомобиля, равной $\omega_к r_к$, отсутствия трения качения и воздушного сопротивления движению АТС, уравнение силового равновесия двигателя, как известно, можно записать в виде формулы № 16. Откуда формула для искомого приведенного момента $J_{пр}$ инерции системы — № 17.

Передаточное число U между ДВС и ведущим колесом автомобиля, что тоже хорошо известно, дает формула № 18. Учитывая это, формула № 17 приобретает вид формулы № 19. В ней, как видим, есть одна априори перемещения — $U_{кп}$: она зависит от номера передачи, включенной в коробке передач. Это означает, что от номера передачи зависит и величина $J_{пр}$: чем ниже передача, тем он больше.

Допустим теперь, что значения $U_{кп}$ на всех передачах, а также $U_{гп}$ и $U_{тр}$ известны. И что трение качения и сопротивление воздуха равны нулю. (Такое допущение вполне правомерно, поскольку экспериментальная часть исследований выполняется и повторяется при одних и тех же условиях, а их результаты — сравниваются.) Следовательно, измерив угловое ускорение $\dot{\omega}_д$ коленчатого вала ДВС при изменении его угловой скорости в диапазоне от $\omega_д$ до $(\omega_д + d\omega_д)$, можно определить $J_д$ и $J_{\Sigma_к}$.

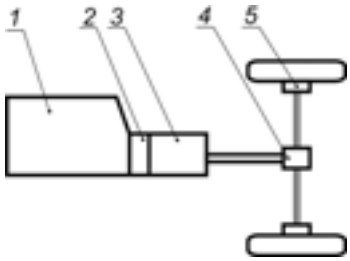


Рис. 2. Кинематическая схема заднеприводного четырехколесного автомобиля:
1 — ДВС; *2* — сцепление; *3* — коробка передач; *4* — главная передача; *5* — бортовой редуктор

Действительно, среднее значение крутящего момента $M_д$ двигателя для угловых скоростей коленчатого вала в диапазоне $\omega_д - (\omega_д + d\omega_д)$ подсчитывается по формуле № 20. Откуда и формула № 21 для расчета $J_д$ для первой и второй передач.

Если, далее, записать это же уравнение среднего крутящего момента $M_к$ для того же диапазона угловых скоростей коленчатого вала, но для третьей передачи, и определить из него $J_д$, то легко найти и $J_{\Sigma_к}$. Ведь $J_д$ от номера включенной передачи не зависит, т. е. $J_{д1} = J_{д2} = ... = J_{дN}$. Значит, приравняв полученное по формуле № 21 значение $J_д$ и полученное из нее же значение $J_д$ при $U_{КП_2} = U_{КП_3}$, получаем $J_{\Sigma_к}$.

Если теперь определить $\dot{\omega}_{д4}$ в том же диапазоне частот разгона коленчатого вала, то точно таким же образом становится возможным экспериментальное определение среднего значения произведения $m_а r_к^2$.

Меняя загрузку автомобиля, т. е. изменяя его массу $m_а$, и измеряя угловое ускорение $\dot{\omega}_д$ коленчатого вала ДВС на соответствующей передаче, становится возможным рассчитать эффективные показатели работы ДВС при его частичных нагрузках.

Рассмотренный метод можно применить и для подсчета момента инерции, внешней и частичных характеристик ДВС, установленного на гусеничной технике. Однако в этом случае в формулы вместо $r_к$ нужно подставлять значение радиуса ведущей звездочки, а также учитывать трение скольжения между гусеницей и грунтом.

Таким образом, бестормозный метод определения момента инерции вращающихся масс ДВС и использование переменной массы мобильной машины действительно дает возможность построения внешней и частичных характеристик ДВС, не снимая последний с этой машины. Причем с минимумом экспериментов: они сводятся к определению $\dot{\omega}_д$.

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; Под ред. В.Н. Луканина. М.: Высш. шк., 1995. — 319 с.
2. Вырубов Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов ВТУЗов, обучающихся по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1984. — 384 с., ил.
3. Касаткин А.С., Немцов М.В. Электротехника: Учебное пособие для вузов. — 4-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1983. — 440 с.

УДК 62.762.4

Герметики для неподвижных разъемных соединений

Канд. техн. наук В.В. БУРЕНИН

МАДИ (ГТУ) (+7. 499. 151-89-65)

Рассмотрены особенности применения герметиков различных типов для уплотнения и фиксации неподвижных разъемных соединений агрегатов автомобильной техники. Приведены марки отечественных и зарубежных герметиков невысыхающего, полувысыхающего, высыхающего и вулканизирующего типов, отличающихся улучшенными характеристиками.

Ключевые слова: *герметики, соединение, уплотнение, фиксация, прокладка.*

Burenin V.V.

SEALANTS FOR FIXED DETACHABLE JOINTS

In this article are considered the features of different types of sealing and fixing stationary detachable joints sets of tractors and agriculture machinery. There are given the brands of domestic and foreign not-exsiccant, half-exsiccant, exsiccant and curing types of sealants with improved characteristics.

Keywords: *sealant, connection, sealing, fixing, gasket.*

Неподвижные разъемные соединения агрегатов автомобильной техники герметизируют в основном уплотнительными прокладками и кольцами (контактные уплотнения), изготовленными из металла, резины, фторпласта, паронита, асбеста, полихлорвинила, полиуретана и других материалов на специальном оборудовании (прессах, вальцах, смесителях, шприц-машинах, термоавтоматах с использованием пресс-форм и др.). Однако высокая стоимость их изготовления и обширная номенкла-

тура создают значительные сложности со снабжением такими прокладками автозаводов и, особенно, ремонтных предприятий. Поэтому в последние годы для уплотнения названных соединений все чаще используют герметики. Тем более что их ассортимент достаточно разнообразен: они различаются не только по основным эксплуатационным свойствам, что связано главным образом с химической природой исходного полимера, но и по внешнему виду, а также по технологическим показателям — вязкости, текучести, жизнеспособности и т. д. Наконец, среди них есть такие, которые легко, как и традиционные прокладки, снимаются с уплотняемых поверхностей при разборке узлов и агрегатов и могут быть использованы повторно.

Герметики, в зависимости от физико-химических процессов, происходящих в них после нанесения на поверхности соединения, делятся на невысыхающие, высыхающие (полувысыхающие) и самоотверждающиеся (вулканизирующиеся).

Первые из них — замазки, пасты, мастики, жидкости. Они получили наиболее широкое распространение в машиностроении для уплотнения как соединений, не подвергающихся разборке в процессе эксплуатации, так и подвергающихся периодическому демонтажу, и представляют собой высоконаполненные (до 50—75 % по массе) резиновые смеси на основе полиизобутилена, бутилкаучука, этилепропиленового каучука и их сочетания друг с другом, а также с полиэтиленом и полипропиленом. Причем предпочтение, как правило, отдается каучукам, поскольку они весьма стойки к воздействию кислорода и вообще окислителей, что обеспечивает высокую эксплуатационную стабильность герметиков на их основе.

В рецептуру невысыхающих герметиков, кроме каучуков, представляющих собой их полимерную основу, которая формирует подвижную пространственную сетку и придает системе упругоэластические свойства, прочность, атмосферостойкость, стойкость к агрессивным средам, входят пластификатор и мягчитель (разбавители каучука, снижая вязкость системы); наполнитель, который придает герметику необходимую

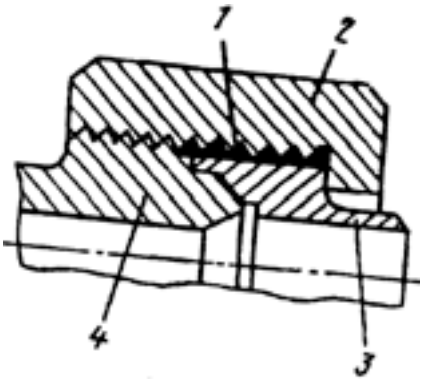


Рис. 1. Уплотнение штуцерного соединения невысыхающим герметиком:
1 — герметик; *2* — накидная гайка; *3* — ниппель; *4* — штуцер

консистенцию, тиксотропные свойства и тоже повышает стойкость герметика к агрессивным средам; специальные добавки, повышающие атмосферо-, термо- и химическую стойкость, прочность, эластичность, адгезионную способность герметика, его технологические и физико-механические свойства, а также формоустойчивость. Иначе говоря, невысыхающие герметики — довольно сложные по своему составу термопластичные материалы, которые при определенной температуре переходят в вязкотекучее состояние, а в процессе эксплуатации достаточно пластичны, что гарантирует герметичность соединений.

В число невысыхающих герметиков российского производства входят герметики марок: 51-Г-4М, предназначенный для уплотнения резьбовых соединений, а также для защиты паяных соединений от коррозии при температуре от 213 до 373 К (от —60 до 100 °С); 51-Г-6 — для уплотнения стекол при температуре от 223 до 363 К (от −50 до 90 °С); 51-Г-7 — для уплотнения отверстий и щелей на стыках металлических участков каркасов при температуре от 223 до 363 К (от −50 до 90 °С); УН-01 — для уплотнения сварных швов, мест стыка деталей и узлов при температуре от 213 до 373 К (от −60 до 100 °С); У-20А, У-22, УМС-50, ПИ-КН, мастика УМС-50, бутепрол и другие — для уплотнения неподвижных соединений при температуре от 223 до 343 К (от 50 до 70 °С). Удобен для уплотнения штуцерных соединений (рис. 1) герметик [1], который обладает более высокой, чем перечисленные выше герметики химической стойкостью и хорошими диэлектрическими свойствами. В его состав входят (в % массы): 7,5—12,5 полиизобутилена ПИБ-118; 30—50 индустриального масла; 30—50 гидрофобизированной древесной муки (наполнитель); 7,5—12,5 сосновой живицы также в качестве наполнителя. Применяются у нас и аналогичные герметики зарубежного производства. Например, для обеспечения высокой степени герметичности неподвижных разъемных соединений в процессе длительной эксплуатации немецкая фирма "Вебасто" поставляет герметик "Теролек". Им пропитывается жгут, который размещают под клеящую пленку, устанавливаемую между деталями такого соединения.

Можно привести и другие примеры. Но в целом нужно сказать, что невысыхающие герметики целесообразно применять в соединениях, в которых монтажная (предварительная) нагрузка на сопрягаемые поверхности деталей незначительно зависит от давления уплотняемой среды. Кроме того, там, где нужно, чтобы уплотнение сохраняло заданную вязкость при рабочих температурах, было бы нейтрально к уплотняемой среде, нетоксично и пожаробезопасно.

Все герметики высыхающего (полувысыхающего) типа после нанесения на поверхность и испарения растворителя образуют упругую резиноподобную пленку. Их различие только в степени упрочнения после улетучивания растворителя и величине усадки. Они, как правило, представляют собой растворы резиновых смесей определенного состава в органических растворителях и до нанесения на соединяемые поверхности находятся в вязкотекучем состоянии, а после нанесения становятся эластичными, резиноподобными. К их числу относятся отечественные герметики марок 51-Г-10, 51-Г-12. 51-Г-14, 51-Г-17, 51-Г-18 и др., которые применяют для уплотнения стыков при температуре от 203 до 343 К (от −70 до 70 °С). Но следует иметь в виду, что все они "высыхают" довольно медленно, а сам этот процесс обратим, что делает их физико-механические свойства непостоянными.

Герметиками самоотверждающимися (вулканизирующимися) уплотняют неподвижные соединения, имеющие микродефекты поверхностей, в том числе отклонения от плоскостности. После нанесения и отверждения (вулканизации) они образуют эластичную резиноподобную пленку, обладающую не только герметизирующими, но и вибропоглощающими свойствами. Время их отверждения определяется реакционной способностью полимерной основы и температурой. Кроме того, в рабочем состоянии они сочетают в себе свойства очень тонких резиновых прокладок и клеев. Однако прочность их сцепления с поверхностями значительно меньше, чем у клеев, поэтому они практически не затрудняют разборку соединения.

Рабочий температурный диапазон этих герметиков довольно широк. Так, у герметиков марок У-ЗОМ, УТ-31, У-ЗОМЭС-5, УТ-32, У1-34, 51-УТ-37 и 51-УТ-48 он простирается от 213 до 403 К (от −60 до 130 °С); марок У-1-18, К-18, У-2-28, У-4-2, КЛ-4, КЛФ-20, 511-15, 511-16, ВГФ-1, ВГФ-2 — от 213 (и даже 173) до 473 К (от −60 или −100 до 200 °С); марок 51-Г-1, 51-Г-2, 51-Г-9 — от 248 до 423—523 К (от −25 до 150—250 °С).

Эти, как и все рассмотренные выше герметики, представляют собой термоактивные материалы, которые под воздействием теплоты, влаги или специальных веществ, вулканизирующих или отверждающих агентов, вводимых перед его применением, подвергаются необратимым физико-химическим изменениям, т. е. вулканизируются, практически без усадки, превращаясь из вязких в резиноподобные. Их основными компонентами обычно являются жидкий низкомолекулярный каучук с ингредиентами и вулканизирующий агент. Иногда в них для придания адгезионных свойств вводят смолы. Совместимость с материалом уплотняемого соединения и температурный диапазон эксплуатации обусловлены в основном свойствами каучука, поэтому их часто называют по типу каучука — тиоколовые (полисульфидные), силоксановые, фторкаучуковые, фторсилоксановые и т. д.

В данную группу входит также герметик для резьбовых соединений,

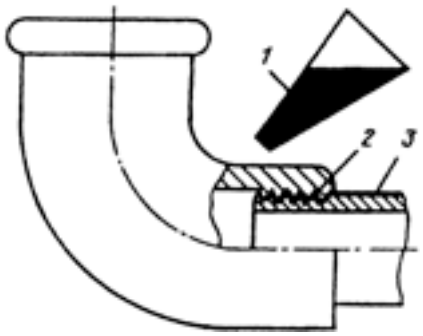


Рис. 2. Уплотнение резьбового соединения с помощью отверждающегося герметика, хранящегося в колбе:
1 — колба с герметиком; *2* — резьбовое соединение; *3* — герметик

работающих при высоких температурах, который представляет сбой огнеупорную суспензию на основе гидролизованного этилсиликата и мелкозернистого наполнителя — пылевидного кварца [2]. Эту суспензию наносят на витки резьбы (рис. 2) и свертывают резьбовое соединение при нормальной температуре. При ней же он и отверждается.

В группу самоотверждающихся входят и однокомпонентные тиоуретановые герметики на основе иминов [3], которые в присутствии влаги воздуха гидролизуются до амина и альдегида или кетона. Высвобождаемая таким образом аминогруппа реагирует с изоциантными группами тиокольного фторполимера уже при комнатной температуре, в результате чего образуется сшитый полимер. Повышение температуры существенно ускоряет реакцию.

На физико-механические показатели герметиков влияет строение имина. Причем лучшие результаты дает *п*-нитробензилиденамин: при его гидролизе не выделяется ацетон, как это происходит, например, в случае изопропилденамина, когда пары ацетона способствуют появлению дефектов, раковин и пустот в отвержденном герметике. При гидролизе *п*-нитробензилиденамина *п*-нитробензальдегид выделяется в виде кристаллов, поэтому остается в структуре полимера в качестве наполнителя, не нарушая матрицы.

При комнатной температуре тиоуретановые герметики приобретают оптимальные свойства обычно в течение 7—10 суток. Дело в том, что в формирование структуры основной вклад вносят физические связи, возникающие в ходе отверждения, а их оптимальное содержание достигается именно в течение данного времени.

Удобен в эксплуатации самовулканизирующийся кремнийорганический герметик немецкой фирмы "Элиринг Кингер", предназначенный для уплотнения зазоров сложной формы (например, Т-образных). Он упаковывается в капсулы емкостью 10—30 мм^3, стенки которых выполнены из тонкой полиэтиленовой пленки, и вулканизируется после раздавливания капсулы в уплотняемом соединении.

Очень эффективна технология уплотнения неподвижных разъемных соединений, применяемая при сборке агрегатов, машин и механизмов и основанная на использовании отверждающихся герметиков ОКМ и ДКМ [4], первый из которых представляет собой однокомпонентную жидкость или гель, второй — двухкомпонентную тиксотропную пасту. Общим для них является отсутствие в их составе летучих веществ, выделяющихся в процессе отверждения, что обеспечивает экологическую безопасность технологии. Важно и то, что наносятся они без какого-либо термического или механического воздействия, да и вообще технологического оборудования, а все работы выполняются на воздухе и не требуют высокой квалификации исполнителей.

Отверждаются эти герметики либо в результате взаимодействия собственных компонентов друг с другом (ДКМ), либо с компонентами воздушной атмосферы, или при отсутствии контакта с кислородом воздуха путем каталитического воздействия с металлической поверхностью (ОКМ). Оба герметика имеют хорошую адгезию к черным (сталь, чугун) и цветным (бронза, латунь, алюминий и др.) металлам и сплавам, а также к большинству пластмасс и другим неметаллическим материалам. Причем сохраняется адгезия после отверждения герметика.

Герметик ОКМ очень хорошо устраняет микродефекты размером до 70 мкм, нарушающие герметичность шва (рис. 3): он закупоривает их. Устраняет данный герметик также и микропоры и в литых деталях. Макродефекты размером более 70 мкм

ликвидирует герметик ДКМ. Он же пригоден и для выравнивания рельефа дефектных поверхностей. Кроме того, ДКМ хорошо работает в резьбовых соединениях трубопроводов с жидкими и газовыми рабочими средами диаметром до 75 мм. Он не только надежно уплотняет такие соединения, но и фиксирует их. Такой фиксатор сохраняет надежность даже при воздействии вибрационных и ударных нагрузок. Это позволяет полностью отказаться от механических фиксаторов (контргаек и стопорных шайб различной конфигурации и др.), экономить до 20 % финансовых средств, снизить трудозатраты.

Широко распространены в машиностроении и анаэробные (вулканизирующиеся при отсутствии контакта с кислородом воздуха) герметики, которые представляют собой многокомпонентные жидкие составы, способные длительное время оставаться в исходном состоянии без изменения свойств и быстро отверждаться в узких зазорах при температуре 288—293 К (15—20 °С), не контактируя с кислородом воздуха. Они обладают высокой проникающей способностью, поэтому быстро заполняют микродефекты сварных швов, литья, проката, прессованных материалов; обеспечивают уплотнение с высокой степенью герметичности; создают прочную механическую связь, т. е. фиксируют взаимное положение деталей при различных их соединениях — резьбовых с гладкими фланцевыми поверхностями и т. д.

Одна из важнейших областей применения анаэробных герметиков — уплотнение и стопорение резьб по любому их трех классов прочности неподвижного соединения: малого (соединение легко развинчивается стандартным инструментом), среднего (поддается стандартному инструменту) и высокого (стандартным инструментом развинчивание неосуществимо). Кроме того, наличие в их составе химически и термически стойких компонентов позволяет использовать их при сборке агрегатов, работающих в контакте с органическими веществами, агрессивными средами. Причем в широком интервале температур и давлений.

Основа анаэробных герметиков — полимеризационно-способные соединения акрилового ряда (олигомеры), чаще всего диметакриловые эфиры полиалкиленгликолей и их смеси с монофункциональными акрилатами. Этот выбор обусловлен тем, что они при отсутствии кислорода очень быстро превращаются в пространственно-сшитые полимеры, сопровождаясь, как известно, резким уменьшением подвижности композиции и снижением диффузии кислорода. При этом гелеобразование наступает при глубине превращения менее 1 %. Такая специфическая особенность рассматриваемых соединений позволяет жидкой композиции превращаться в полимерный уплотняющий слой.

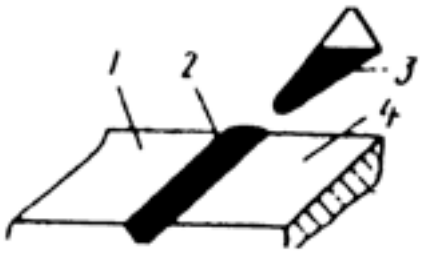


Рис. 3. Нанесение низковязкого отверждающего герметика ОКМ на дефективный участок сварного шва:
1, 4 — свариваемые детали; *2* — сварной шов; *3* — колба с герметиком

В состав анаэробных герметиков входят также инициирующие и ингибирующие системы (различные загустители, модификаторы, красители и т. д.), обеспечивающие длительное хранение герметика в исходном состоянии и быстрое отверждение в уплотняемом соединении.

Но следует иметь в виду, что качество уплотнения соединения деталей анаэробными герметиками очень сильно зависит от температурного режима, качества исходного сырья, взятого для получения композиции (химическое строение, степень очистки от примесей), условий хранения композиции до применения, состояния материала соединения (характер поверхностной обработки стыка и т. п.), шероховатости уплотняемых поверхностей, зазора между ними, их площади, технологии сборки, режима отверждения и т. д. А также то, что по признаку влияния на скорость отверждения соединяемые материалы делятся на три группы: активные (медь, ее сплавы, кобальт, никель, железо), контакт с которыми ускоряет полимеризацию анаэробного герметика; нормальные (алюминий, его сплавы, углеродистые стали, золото, серебро, цинк), поверхность которых с этой точки зрения неактивна; пассивные (имеющие покрытия, в том числе гальванические): кадмированные, анодированные, оксидированные, хромированные, частично оцинкованные; сплавы, содержащие титан; нержавеющие высоколегированные стали, пластмассы. И если время отверждения герметика на активных поверхностях исчисляется минутами, то на нормальных — часами (8—24 ч), а на пассивных — сутками. Правда, использование специальных активаторов (например, марок КС и КВ) позволяет сократить процесс отверждения анаэробных уплотняющих покрытий даже в случае пассивных материалов до 3—6 ч.

Уже разработаны отечественные анаэробные герметики марок "Анатерм-1у", "Унитерм-6", "Унитерм-8", "Унитерм-11" и "Анатерм-117", которые не требуют применения активатора.

И последнее. Анаэробные герметики можно использовать в качестве клеев, а также как средство защиты металла от коррозии в местах стыковки деталей и при сборке соединений машин, агрегатов и аппаратов, работающих в контакте с агрессивными средами в широком интервале температур от −77 до 523 К, или от −196 до 250 °С, и давлений от глубокого вакуума до 40 МПа, или 400 мс/см^2.

Литература

1. Пат. № 2144554, Россия. МПК С09 К 3/10. Невысыхающий пластичный герметизирующий состав / Ю.А. Сигналов, А.И. Ильясов, Н. А. Красулина и др.
2. Пат. № 2170751, Россия. МПК С 09 К 3/10. Способ уплотнения резьбовых соединений и герметизирующая смесь для его осуществления / Е.Н. Макарьев, А.И. Бессонов, В.П. Шикишин и др.
3. Елчулаева А.Д., Бортников А.А. Однокомпонентный тиоуретановый герметик // Каучук и резина. 2002. № 2. С. 27—28.
4. Волкова Г.М. Композиты в технологии механосборочных работ // Вестник машиностроения. 2000. № 5. С. 61—62.
5. Storz Hartmut. Dichtung ohne Teile-Nummer // Maschinenmarkt. 2004. — № 48. — S. 12.

УДК 621:534:628.5

Устройство для снижения вибраций и шума в гидропневмосистемах технологического оборудования

Канд. техн. наук Н.С. ЧЕРНОВ, В.П. МУРАНОВСКИЙ

Тольяттинский ГУ (8.8482. 53-93-33), ВАЗ (8.8482. 73-88-50)

Изучена проблема снижения колебания давления и шума в гидросистемах технологического оборудования, работающих под высоким давлением.
Ключевые слова: *вибрация, шум.*

Chernov N.S., Muranovskiy V.P.
STUDY OF THE REDUCTION TO VIBRATIONS AND NOISE AT USAGES GIDROPNEVMOSISTEM TECHNOLOGICAL EQUIPMENT

Studied problem of the reduction of the fluctuation of the pressure and noise in hydraulie systems of the technological equipment running on high pressure.
Keywords: *vibration, noise.*

Вибрация и шум — наиболее распространенные и вредные факторы, сопровождающие работу заводского технологического оборудования. Поэтому борьба с ними — одна из острейших проблем, которую приходится решать проектировщикам и производителям этого оборудования, а также тем, кто его эксплуатирует. Причем особое внимание во всем мире уделяется вибрациям: они особенно влияют на работоспособность и здоровье операторов, работающих рядом с оборудованием, а также очень сильно нагружают элементы конструкции последнего.

Причин вибраций много — статическая и динамическая неуравновешенность вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс, сбои в системах управления и т. п. Большинство из них изучены достаточно полно; разработаны и способы их устранения. Однако есть одна, которая, по мнению авторов, остается за пределами интересов специалистов. Это колебания высокого давления в исполнительных пневмо- и гидромеханизмах. Причем наиболее опасны с данной точки зрения колебания давления жидкостей: они, как известно, несжимаемы и неупруги, т. е. в отличие от газов в принципе не могут хотя бы частично демпфировать возникшие колебания.

Конечно, большое раздражающее воздействие на людей оказывает не только механическая, но и акустическая вибрация (шум), обусловленная теми же колебаниями рабочей среды в гидропневмосистеме, инициированными отрывающимися вихрями или турбулентными пульсациями данной среды. При этом акустическая частота колебаний f_a зависит от номера моды (формы колебаний): самая низкая частота характерна для первой моды, более высокие частоты — для второй, третьей и т. д. Кроме того, f_a зависит и от формы, и геометрических размеров среды, а также скорости звука в ней, поэтому и может быть подсчитана по известной из теории колебаний формуле $f_a = mW_з/2d$, в которой m — номер моды; $W_з$ — скорость звука в межтрубной жидкости; d — внутренний диаметр трубы. Причем экспериментальные исследования показывают: пока возбуждающие частоты лежат в пределах до 20 % акустической частоты, возникает громкий шум и акустическая вибрация, совпавшая с собственной резонансной частотой любого элемента гидропневмосистемы, как правило, разрушает его.

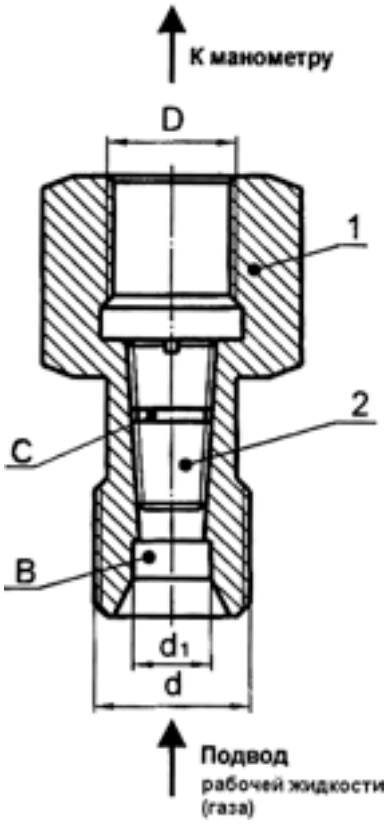
Единственным средством борьбы с шумом и вибрациями пневмогидросистем были и пока остаются дроссели, устанавливаемые в соответствующие магистрали: они превращают турбулентный поток газа или жидкости в ламинарный, т. е. поток, частота и амплитуда колебаний которого равны или близки к нулю.

Однако у дросселя есть два весьма существенных недостатка — большой коэффициент гидравлического сопротивления и низкая пропускная способность. Первый требует увеличения мощности пневмо- и гидронасосов, второй — резко снижает скорость перемещения силовых приводов оборудования. Поэтому и применяют дроссели в основном в системах регулирования (типичный пример — главный жиклер карбюратора) и в измерительных приборах (на входе манометров, к примеру).

Схемы дросселей могут быть самыми разными: их выполняют в виде простейших вставок с небольшими отверстиями; регулировочных винтов и т. д., способных перемещаться в отверстиях; витых спиралей; наборов шайб с отверстиями и выфрезерованными канавками, образующими сложные пространственно изломанные каналы и т. п. Но все они, к сожалению, снижают вибрации и шум не более чем на 20—25 дБА. Однако на ВАЗе сумели разработать конструкцию дросселя, которая обеспечивает их снижение на 32,5 дБА. Он состоит (см. рисунок) из соединительного штуцера *1* и плотно ввернутой в него резьбовой конической вставки *2*. Штуцер одним концом подсоединяется к измерительному прибору (манометру), а вторым — к источнику давления.

Работает он следующим образом.

Рабочая среда (жидкость или газ) под рабочим давлением подается к полости *B*. Из этой полости она через винтовой проход резьбовой вставки попадает в кольцевую канавку *C*, снова в винтовой проход и, наконец, на вход манометра. Благодаря такому переменному по гидравлическому сопротивлению пути пульсации и пики давления гасятся



и тем самым снижаются резкие динамические нагрузки на механизмы технологического оборудования.

Опытной проверкой разработанного дросселя установлено, что шаг резьбы вставки должен быть равным 0,5—0,75 мм: в этом случае обеспечивается оптимальная с точки зрения снижения и сглаживания пиков давления рабочей среды с высокой пульсацией рабочая длина винтового прохода. Кольцевая же канавка *С* вставки гарантирует сочетание в ней ламинарного потока, образовавшегося в нижней части винтового прохода, с турбулентным, что повышает пропускную способность верхней части резьбы и скорость движения потока рабочей среды.

Рассматриваемый дроссель эффективен при давлении 0,4—40 МПа (4—400 кгс/см^2). Диаметр его условного проходного сечения составляет 4 мм, его эффект — снижение амплитуды колебаний давления на входе и выходе в 4—5 раз.

Таким образом, в новом устройстве применено фактически ступенчатое дросселирование "резьба—канавка—резьба", которое, как упоминалось, выполняет задачу снижения вибраций и шума в 1,3—1,6 раза эффективнее, чем серийные дроссели (например, выпускаемые немецкими фирмами "Вика" и "VDO-OTA"). Поэтому оно широко используется как во вновь создаваемом, так находящемся в эксплуатации технологическом оборудовании ВАЗа.

ИНФОРМАЦИЯ

ММАС-"Интеравто"-МИМС-"Автомеханика"-2010

Главная автомобильная выставка России продолжает эволюционировать. По традиции в начале очередного обзора напомним предысторию.

Московские автосалоны ведут свою родословную от первых Московских международных "Мотор-шоу" (МИМС), которые проходили в начале 1990-х на ВВЦ. Летом 1993-го по инициативе ОАО "АСМ-холдинг" был проведен первый "Российский международный автосалон", а менее чем через месяц состоялся очередной МИМС. И уже в следующем году организаторы выставок объединились: "Автосалон" был зарегистрирован в OICA как международная выставка автомобилей и стал проводиться в "Экспоцентре" на Красной Пресне раз в два года; в остальные годы там же проходила выставка запасных частей и аксессуаров — МИМС. С вводом в строй нового выставочного центра "Крокус-экспо" выставка "переехала" на эту, во многом более удобную, площадку; изменился и состав организаторов. "Московский международный автомобильный салон" также раз в два года проводят ныне Объединение автопроизводителей России и ВЦ "Крокус Экспо". Посвящена выставка главным образом легковому автомобилестроению. В те же сроки, но ежегодно проходят еще две выставки, позволяющие расширить специализацию общей экспозиции. Это "Интеравто" — крупнейшая в России "экспозиция автокомпонетов, автохимии, тюнинга и автозвука" и обновленный МИМС — Московская международная выставка автокомпонентов и сервиса "MIMS powered by Automechanika Moscow". Последняя стала результатом объединения собственно МИМС с авторитетнейшей в мире автосервиса выставкой "Автомеханика".

Как видим, развитие идет в направлении специализации. В эту концепцию хорошо вписывается и еще одна выставка в "Крокус Экспо": ежегодно в апреле здесь проходит "Комтранс", посвященный всей коммерческой автомобильной технике, включая грузовые автомобили и автобусы, которым не нашлось места в рамках "Автосалона". Удачно дополняют перечисленное также "Автомеханический салон" (в феврале) и "Международный автомобильный форум" (сентябрь).

"Московский международный автомобильный салон-2010" объединил в самом большом, третьем, павильоне МВЦ "Крокус Экспо" мировые, европейские и российские премьеры ведущих в области легкового автомобилестроения автомобильных фирм. На площади 100 тыс. м^2 разместились около 80 компаний и более 600 автомобилей из 12 стран (Великобритания, Германия, Иран, Италия, Китай, Корея, Россия, США, Украина, Франция, Чехия, Япония). Вниманию посетителей было представлено 8 мировых, 7 европейских и 62 российские премьеры, а также 20 концепт-каров.

Пожалуй, одним из самых неожиданных событий выставки стала демонстрация на стенде ВАЗа желтой "Лады Калины Спорт 1,6", на которой Председатель Правительства Российской Федерации Владимир Путин преодолел 2650 км по трассе "Амур" от Хабаровска до Читы. Кроме нее, тольяттинцы показали здесь еще десяток автомобилей — серийных и перспективных. В частности, из семейства "Калина" — седан, хэтчбек, универсал; семейство "Приора" представлено кузовами трех типов: седан, универсал и хэтчбек (в пяти- и трехдверном исполнении), причем седан оснащен навигационной системой, интегрированной в штатную комбинацию приборов; особо выделена обновленная газовая модификация — "Приора СНГ плюс"; семейство "Лада 4х4" представлено модернизированным трехдверным внедорожником, производство которого начато год назад. И, наконец, центральное место занял совместный проект ВАЗа и альянса "Рено-Ниссан" — автомобиль под рабочим названием R90. Это первая модель на базе платформы B0 в линейке автомобилей, которые будут производиться ВАЗом сразу под тремя брендами "Лада", "Рено", "Нисан". Серийный выпуск представленного универсала начнется в марте 2012 г.

Главной темой в экспозиции ГАЗа стало семейство "Газель-Соболь-бизнес". Так, посетители выставки могли ознакомиться с тремя мобильными комплексами для активного отдыха на базе "Соболя": "Охотник", "Семейный" и "Молодежный". Кроме того, здесь были представлены мобильный офис на базе "Соболя", "Мобильный шиномонтаж" на шасси удлиненной "Газели" и восьмиместный автобус с высокой крышей, предназначенный для доставки ВИП-пассажиров в аэропорт.

Таганрогский автозавод привез на "Автосалон" большую и интересную коллекцию легковых автомобилей собственной сборки, продающихся теперь под брендом "Вортекс". Первенцем стала "Эстина", а теперь модельный ряд значительно расширен и будет расширяться в дальнейшем. В основе конструкции семейства — разработки китайской фирмы "Черри Аутомобайл компани". ТагАЗ планирует выпускать по 10—12 тыс. автомобилей данного семейства ежемесячно.

На стенде Ульяновского автомобильного завода был представлен новый внедорожник "Патриот Спорт", который представляет собой модификацию, укороченную до размеров родоначальника семейства — мод. 3160 и обладающую в отличие от длинных версий "полноценной" уазовской проходимостью. Автомобиль будет выпускаться в трех комплектациях: "классик", "комфорт" и "лимитед".

Запрожский автозавод порадовал потенциальных покупателей автоматическй коробкой передач, которая устанавливается теперь на седаны и хэтчбеки, выпускаемые здесь под брендом "Шанс" ("Шевроле Ланос"). Данная комплектация, кроме того, включает кондиционер, гидроусилитель руля и подушку безопасности.

Фирма "Ауди" впервые в России представила сразу несколько новых и обновленных моделей. Это RS5, "R8 Спайдер", "S5 Спортбек", две разновидности А8 — "Лонг" и "Гибрид", а также совершенно новый миниатюрный автомобиль А1. "Бентли" — модель "Мульсанн". БМВ — новинки пятой и седьмой серии, X5 LCI "Секъюрити плюс", а также под брендом "Мини" — кроссовер "Кантримен". "Кадиллак" — свои модели "CTS Купе", SRX и гибрид на базе внедорожника "Эскалейд". Шевроле — "Камаро" и компактный "Спарк".

На стенде "Ситроена" из новинок можно было наблюдать лишь модификацию DS3 "Джаст Блек". Однако и помимо нее было на что посмотреть. Именно здесь демонстрировались новые возможности графического дизайна и презентация с участием автора многочисленных концепт-каров компании Марка Ллойда.

ФИАТ выступил в сотрудничестве со своим российским "сборщиком" — фирмой "Соллерс". Партнеры показали две интересные модели из семейства "Дукато" — полноприводную версию и "Комби", а также легковые "Линеа" (российской сборки), "Пунто Эво",

"500 Поп" и специальную комплектацию для молодых мам — "Панда Мами".

В экспозиции "Форда" нашлось место и мировой, и европейской, и российской премьерам: это новый "Мондео", седан "Фокус" третьего поколения и "Гранд С-макс" соответственно. "Хонда" показала новейший кроссовер "Кросстур", обновленный хэтчбек "Сивик", а также первый серийный автомобиль на водородных топливных элементах — "FCX Кларити" и, кроме того, несколько таких экзотических транспортных средств, как городской одноместный электромобиль на трех колесах 3R-C и "уницикл" U3-X.

Южнокорейская "Хёндэ" представила обновленную "Сонату", ее сателлит "Киа" — новый "Спортидж", седаны K5 "Оптима" и K7 "Каденца". "Саньен" — предсерийную версию автомобиля "Нью Экшн".

"Джип" продемонстрировал новый "Гранд Чероки". "Ленд Ровер" на своем стенде показал два автомобиля, выпуск которых начнется в 2011 г., — новый "Рейндж Ровер" и "Фриландер-2", а на стенде бренда "Ягуар" — XJ "Сентинель" и модель XK.

"Мерседес-Бенц" привез в Москву новые модели семейств CL и R, а также "Мейбах". Мицубиси — ASX. "Нисан" — обновленный внедорожник "Патруль" и кроссовер "Юки", а под брендом "Инфинити" — внедорожник QX и седан M. "Опель" — обновленную "Мериву". "Пежо" — автомобили "Ион", RSZ, 3008 и 3008-"Гибрид". "Порше" — новый 911 GT2 RX.

"Рено" в качестве "шоу-стопера" привезла "боевой" гоночный болид молодого, но уже знаменитого российского пилота Формулы-1, Виталия Петрова, который лично посетил "Автосалон", чтобы пообщаться со своими поклонниками и оценить новинки автомобилестроения. Из товарной продукции фирмы на ее стенде можно было увидеть мировую новинку "Латитуд", а также модели "Дастер", "Логан", "Сандеро".

Фирма "Субару" представила WRX STI и кроссовер "Импреза XV". "Судзуки" — внедорожник "Кизаши". "Тойота" — внедорожники "Хайландер" и "Хайлюкс", а также под брендом "Лексус" — модели TS 350 и RX 270. "Мазда" — модель "Мазда5" и модернизированный CX-7.

"Фольксваген" показал свой новый седан "Фаэтон", внедорожники "Туарег"и "Амарок", компактный седан "Поло"; "Шкода" — модели "Фабия", "Суперб-2000", "Ети", "Румстер"и др. "Вольво" — S-60, 30STCC, кабриолет S70, кроссовер XS 70, спортивную комплектацию седана S40

Широко была представлена и продукция китайских предприятий: БИД, "Черри", "ГрейтУолл".

В рамках деловой программы "Московского международного автосалона" прошло более десяти конференций, семинаров и круглых столов на самые актуальные темы отрасли. Всего автосалон посетили более 1 млн человек. На выставке работали около 2100 журналистов, представляющих 250 печатных изданий, 60 телекомпаний, 15 радиостанций, 200 интернет-порталов, 30 информационных агентств.

Экспозиция **Шестой международной автомобильной выставки "Интеравто"** была традиционно сформирована по принципу основной специализации экспонентов: автоэлектроника, системы безопасности; автохимия, лаки, краски, масла; гаражное сервисное оборудование, шины, диски; автокомпоненты, запчасти. На площади более 32 тыс. м^2 расположились 586 компаний из 18 стран мира (Белоруссия, Болгария, Германия, Испания, Италия, Китай, Латвия, Польша, Россия, Словакия, США, Тайвань, Турция, Узбекистан, Украина, Финляндия, Чехия, Япония). В числе постоянных участников "Интеравто" — авторитетные зарубежные и российские производители и дистрибьюторы автомобильных компонентов. Деловая программа выставки была насыщена разного рода профессиональными конгрессами, конференциями, круглыми столами, семинарами и презентациями, представляющими интерес для специалистов автомобильной отрасли. Одним из основных событий стала "3-я профессиональная конференция российских автомобильных дилеров", организованная Ассоциацией РОАД ("Российские автомобильные дилеры") и проводимая с участием основных авторитетов автобизнеса в рамках выставок третий год подряд. На пленарном заседании, открывшем конференцию, были анонсированы основные темы: опыт антикризисного управления, нововведения в законодательстве в сфере авторитейла, анализ реализации программы утилизации. Газета "Ведомости" провела VI ежегодную конференцию "Автомобильный бизнес 2010: стагнация, стабилизация или рост?". Профессиональная ассоциация противодействия угонам транспортных средств организовала конференцию "Критерии и методика оценки эффективности штатной противоугонной защиты автомобиля". Компания "Ди Джи Лайн Групп" — тематический семинар "Климатические системы "Дометик-Ваеко" для автобусов, автомобилей, специальной и строительной техники", компания "Абикс Технолоджи" — конференцию на тему "Новый взгляд на грузовой транспорт. Экономия и безопасность от компании "ПаркМастер". Более того, многие экспоненты представили вниманию своих коллег круглые столы и другие бизнес-мероприятия, способствующие развитию делового общения в рамках экспозиции. Выставку "Интеравто" посетили более 60 000 человек

"МИМС-Автомеханика". Эта международная выставка под новым названием — совместное детище международных компаний ITE и "Мессе "Франкфурт Рус", организаторов двух ранее известных "созвучных" выставок. В этом году в выставке приняли участие более 750 компаний, большинство из которых являются постоянными экспонентами. Впервые здесь был организован специальный "Европейский павильон". Зарубежная часть выставки также была представлена национальными экспозициями Германии, Италии, Белоруссии, Сингапура, Кореи, Тайваня, Китая, Таиланда и Франции. Общая площадь экспозиции составила 30 тыс. м^2. За четыре дня работы выставку посетило более 54 000 специалистов, заинтересованных в сотрудничестве с компаниями-экспонентами.

Международный форум "Автомобилестроение и развитие рынка автокомпонентов в России", прошедший в рамках выставки, также привлек внимание специалистов. В его работе приняли участие более 130 представителей ведущих российских и мировых производителей автомобилей и автокомпонентов. Они обсудили такие актуальные темы, как интеграция России в глобальный автомобильный рынок, стратегии развития автомобильных кластеров в России. Соорганизатором мероприятия выступила Ассоциация европейского бизнеса (AEB), поддержку ему оказала Торгово-промышленная палата России.

Р. К. Москвин

"Мир автобусов-2010"

III Международный автотранспортный фестиваль "Мир автобусов 2010" прошел в Коломне на площадях Автоколонны 1417. Фестиваль продолжался четыре дня и собрал более 100 экспонентов из 16 стран мира и 65 единиц автобусной техники. Российскими премьерами фестиваля стали "Сетра S 419 GT-HD" от компании "Евро-Бус Русслэнд", пригородный MAN "Лионс Реджио С", польские автобусы "Солярис", уже пользующиеся спросом в Европе, а также автобусы турецких компаний "Темса" и Отокар". Главная особенность коломенского фестиваля состоит в том, что собравшиеся здесь *профессионалы пассажирского автотранспорта* могут не просто посмотреть на новинки автобусостроения, как на обычных выставках, но и "примерить их на себя": понажимать на кнопки, залезть под капот, порулить...

Важнейшая часть программы — конференции, семинары и круглые столы для транспортников, производителей, представителей власти и политики. На них вынесены актуальные темы: ГЛОНАСС и европейские нормы, забота об экологии и организация технического сервиса автобусов, современные информационные технологии на пассажирском транспорте, страховое сопровождение автобусного бизнеса, механизмы финансирования организаций пассажирского транспорта. В рамках фестиваля состоялись заседание Научно-технического совета Министерства транспорта Московской области и впервые — заседание Клуба инженеров "Мира автобусов".

Особое внимание на фестивале уделили проблеме транспортной безопасности и предупреждения детского травматизма. Прошло заседание Московской областной комиссии по обеспечению безопасности дорожного движения, организованное совместно Министерством образования Московской области и областным управлением ГИБДД. Речь здесь шла не только о профилактике ДТП, но и о школьных автобусах. Кстати, большой интерес вызвал школьный автобус с алкотестером. Двигатель его не заведется, пока водитель не "дыхнет в трубочку". Только после того, как алкотестер определит, что алкоголя в крови водителя нет, автобус сможет ехать.

Безопасности была посвящена и "детская" площадка. Группы школьников и детсадовцев сменялись на ней беспрерывно. Особый интерес вызвал автобус-тренажер компании "Хёндэ", в котором дети могли просмотреть мультфильмы о дорожной безопасности, а также почувствовать на себе, зачем нужно пристегиваться в автомобиле. Здесь создали имитацию столкновения: звуки аварии, и кресла откидываются вперед, а затем назад, как при реальном столкновении. Держат детей только ремни...

Как всегда, разнообразна и интересна была интерактивная программа. Тест-драйвы и мастер-классы для водителей автобусов от тренеров компаний МАН и "Даймлер", в том числе на скользкой трассе, для чего было создано специальное покрытие; процесс рождения современного автобуса от компании "МАН Автомобили Россия"; новейшие технологические процессы диагностики и сервисного обслуживания автобусов от Технического центра Автоколонны 1417; картинг-трасса для всех желающих; уникальная филателистическая выставка "Автомобильный транспорт страны Советов" и др.

Хозяева фестиваля в этом году принимали не только гостей, но и поздравления: во время проведения "Мира автобусов" Автоколонна 1417 отпраздновала свое 85-летие.

Следующий, IV, фестиваль "Мир автобусов" пройдет уже в апреле 2011 г.

Указатель статей, опубликованных в 2010 году

№

МГТУ "МАМИ": настоящее и планы на будущее 10

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Автомобильная промышленность и рынок автомобильной техники России: итоги 2009-го и прогноз на 2010 г. 3

Астапенков А.И. — Проблемы качества в автомобилестроительной отрасли. Мировой и российский опыт 7

Астапенков А.И. — Отечественное автомобилестроение. Совместные предприятия и предприятия промышленной сборки 8

Барабанов А.С., Попова О.И. — Проблемы развития машиностроительного комплекса регионов 9

Егоров И.В. — Сценарное планирование как инструмент принятия инвестиционных решений на предприятии автомобилестроения 4

Кисуленко Б.В., Теренченко А.С., Кутенев В.Ф., Козлов А.В. — Нормирование требований к безопасности конструкции автомобильной техники при ее последующей утилизации 2

Короткова М.В. — Оптимизация структуры акционерного капитала как способ совершенствования управления предприятием . . 1

Кравцова В.И., Николаенко А.В., Барыкин Д.В. — Модернизация как инструмент перехода отечественного производственного комплекса к четвертому и пятому технологическим укладам . 11

Кузнецов Е.С. — Прогнозирование размеров автомобильных парков в условиях стадийности процессов автомобилизации. . . . 4

Кульмухамедов Ж.Р. — Рациональные полные массы АТС, работающих в условиях жаркого и сухого климата 5

Марченкова Л.М. — Интеграционный маркетинг как основа управления инновационным потенциалом региона 11

Маслова Н.Ю. — Автомобильная промышленность. Глобализация и ее инструменты 6

Мочалин С.М., Шомонько Н.Н. — Модель и алгоритм планирования транспортно-складских затрат при организации доставки грузов 8

Николаенко А.В., Бахмутов С.В., Селифонов В.В. — Научно-образовательный центр "Автомобили с гибридными силовыми установками" 10

Преображенская Т.В. — Формализация работы аналитиков, работающих в сфере бизнеса 7

Рогожкина Н.В. — Вытягивание материального потока из производства к потребителю. 2

Сорокина Г.П., Стешина А.Ю., Кравчук П.В. — Методы оценки конкурентноспособности продукции автомобилестроения . . . 10

Суменков Н.А. — Оценка затрат на достижение, реализацию и поддержание качества базовых шасси для военной автомобильной техники 1

Фасхиев Х.А. — Модель управления конкурентоспособностью предприятия 5

Хабибуллин Р.Г., Лысанов Д.М., Макарова И.В. — Экономико-математическое моделирование размещения предприятий автосервисной сети 9

Чайков М.Ю., Чайкова А.М. — Инновация как инструмент успешного функционирования предприятия 12

Шибаков В.Г., Швеёва Е.И. — Совершенствование систем оплаты труда рабочих, обслуживающих оборудование. 8

Ширяева Ю.С. — Оценка уровня новизны изделия при формировании политики управления опытным производством 6

Шмелев А.П., Шпет В.А., Зиннуров В.Х. — Особенности оценки системы процессов управления материальными запасами на предприятии 3

АСМ-факты 1, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 11, 12

Читатель предлагает

Копотилов В.И. — Оценка энергетической эффективности транспортной работы автомобиля 12

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Аджиманбетов С.Б., Есенов И.Х. — Система эффективного электрического торможения АТС 5

Алиев А.Я., Фаталиев Н.Г. — Система смазки с электроприводным насосом 3

Балакина Е.В., Зотов Н.М., Козлов Ю.Н. — Влияние потерь в амортизаторах на сопротивление качению автомобиля 3

Барский И.А., Вальехо Мальдонадо П.Р., Шаталов И.К., Антипов Ю.А. — Минимизация потерь в воздухожидкостном охладителе надувочного воздуха автомобильного дизеля. 9

Барыкин А.Ю. — Влияние степени блокирования колес на топливную экономичность автомобиля 1

Бахмутов С.В., Шухман С.Б., Курмаев Р.Х., Лепешкин А.В. — Корректирующие алгоритмы для системы управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного АТС при прямолинейном его движении 1

Бахмутов С.В., Ахмедов А.А — Многокритериальная оптимизация автомобильной техники при ее создании и доводке 10

Бигель Н.В. — Особенности конструкции самосвалов БелАЗ с электрической трансмиссией 12

№

Волонцевич Д.О., Веретенников Е.А. — Оценка динамичности колесных машин и их трансмиссий по критерию "максимальное использование мощности двигателя". 5

Высоцкий М.С., Шмелев А.В., Сидоренко Д.Н. — Гибридный подход к оценке усталостной долговечности сварных несущих конструкций АТС 11

Гарипов М.Д. — Новая концепция организации бездетонационного сгорания низкооктановых топлив в ДВС с искровым зажиганием 4

Гладов Г.И., Саркисов П.И. — Расположение осей и маневренные свойства четырехосных АТС. 8

Горобцов А.С., Мирошниченко Д.А. — Пространственные колебания подрессоренной массы автомобиля при случайном возмущении. 7

Грушников В.А., Калинковский В.С. — Безопасные шины 3

Грушников В.А. — Современные схемы рулевого управления АТС и их исполнение 8, 9

Гулиа Н.В., Давыдов В.В., Бабин В.А., Лаврентьев А.И. — Механическая гибридная силовая установка 8

Девянин С.Н., Савастенко А.А., Никишин И.А. — Неравномерность крутящего момента ДВС и тяговые качества мобильной машины 6

Драгунов Г.Д., Яковлев П.В., Гонтарев Е.П., Мартынов А.Н. — Новая раздаточная коробка для АТС высокой проходимости 7

Дьяков И.Ф. — Стабилизатор поперечной устойчивости АТС . . 4

Дьяков И.Ф. — Новый привод тормозной системы автомобиля . 9

Егоров А.Н., Зуенок А.С. — Карьерный самосвал БелАЗ-75600. . 2

Жалненков А.А. — О расчете сил трения 7

Железков О.С., Михайлова У.В. — Усовершенствованный шаровой шарнир передней подвески легковых автомобилей 3

Заболоцкий М.М., Лось Г.И. — Многодисковые маслоохлаждаемые тормоза автомобилей БелАЗ. 5

Камалтдинов В.Г., Марков В.А. — Холодный пуск дизеля. Результаты исследования процессов подачи и распыливания топлива. 9

Кисуленко Б.В. — Повышение устойчивости прицепных автопоездов с помощью бортовых интеллектуальных систем 1

Клюкин П.Н. — Использование постоянных магнитов в катушках зажигания систем управления двигателем современных автомобилей 11

Ковальчук Л.И., Алексеев И.Л. — Аналитический способ задания универсальных характеристик ДВС 2

Костенко А.Ю. — Модернизирование краш-боксов и их использование для повышения пассивной безопасности автомобиля 2

Кравец В.Н., Мусарский Р.А., Мотренко А.В. — Алгоритм работы АБС для автомобиля ГАЗ-31105 4

Крохотин Ю.М. — Математическое обоснование ступенчатой характеристики впрыскивания в топливных системах непосредственного действия 6

Крохотин Ю. М. — Топливные системы непосредственного действия с электрогидравлическими форсунками. Математическая модель и блок-схема расчета 7

Круташов А.В. — Дифференциал повышенного трения плюс ПБС. Тяговая эффективность 10

Курманов В.В., Жаров А.В., Курманов П.В. — Аккумуляторная топливная система ЯЗДА 3

Леонтьев Д.Н. — Усовершенствованный алгоритм управления АБС 9

Лепешкин А.В — Критерии оценки энергоэффективности многоприводных колесных машин 10

Лугин В.Г., Кудараускас Н., Дячков С.В. — Движение автомобиля при различных режимах торможения и оптимальность распределения тормозных сил по его осям и колесам 5

Лугин В.Г., Кудараускас Н., Дячков С.В. — Движение автомобиля при различных режимах торможения и оптимальность распределения тормозных сил по его осям и колесам 7

Макушин А.А., Кулаков А.Т., Денисов А.С. — Режимы смазывания и работоспособность подшипников дизелей 1

Марков В.А., Девянин С.Н., Шустер А.Ю. — Работа транспортного дизеля на многокомпонентных топливах. 4

Марков В.А., Стремяков А.В., Поздняков Е.Ф. — Усовершенствование распылителей форсунки дизеля 5

Марков В.А., Девянин С.Н., Маркова В.В. — Показатели транспортного дизеля, работающего на смесях дизельного топлива с рапсовым и подсолнечным маслами 7

Петько В.И., Куконин В.Е., Хитриков С.В. — Идентификация нелинейных динамических систем с помощью моделей нечеткого логического вывода. 12

Победин А.В., Косов О.Д., Долотов А.А., Домолазов Ф.С. — Некоторые статистические характеристики шумности коробки передач автомобиля ГАЗ-3110 9

Погуляев Ю.Д. — Новые возможности управления дизелем. . . . 1

Подзоров А.В., Горобцов А.С., Ляшенко М.В. — Математическая модель управляемой системы подрессоривания АТС. 9

№

Подригало М.А. — Тяговый баланс или дисбаланс автомобиля? . 5
Пятаков В.Г. — Радиальное биение тормозного барабана и неравномерность блокирования колеса при его торможении . . . 12
Ревин А.А., Заболотный Р.В. — Определение времени и пути трения фрикционных элементов тормозных механизмов и шин автомобилей с АБС 6
Рынкевич С.А. — Результаты экспериментальных исследований закономерностей изменения ресурса автомобильных ГМП . . 1
Рябов И.М., Чернышов К.В., Ковалёв А.М. — Потенциальные виброзащитные свойства подвески автомобиля с динамическим гасителем колебаний колес 12
Сазонов И.С., Ким В.А., Билык О.В., Бочкарев Г.В. — Новые компоненты автоматических систем управления движением седельных автопоездов 2
Сазонов И.С., Ким В.А., Билык О.В. — Алгоритм управления торможением седельного автопоезда 3
Санинский В.А. — О необходимости создания системы допусков и посадок сборных коренных подшипников скольжения коленчатых валов 5
Сергеев А.И. — Двухзвенное модульное транспортное средство с индивидуальным электромеханическим приводом колес 10
Солоденков С.В., Лютин К.И., Горобцов А.С., Фоменко С.С. — Для повышения устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения 2
Тарасик В.П., Горбатенко Н.Н., Егоров А.Н., Регина В.В. — Мехатронная система автоматического управления ГМП карьерного самосвала 4, 6
Тверсков Б.М. — Снижение жесткости демпфера — как способ устранения опасных колебаний трансмиссии 3
Тимофеев Б.П., Дайнеко В.Ю. — Шестеренные насосы масляных систем АТС 6
Трофимов В.М., Эсперов Д.Г., Коновалов А.Н. — Устройство для самобалансирования автомобильного колеса 1
Файзуллаев Э.З. — Критерий оценки приспособленности автомобилей к горным условиям эксплуатации 1
Халиуллин Ф.Х., Матросов В.М. — Конструктивные параметры и характеристики крутильных колебаний коленчатого вала ДВС 11
Хамитов Р.Н. — Пневматический упругий элемент встречного действия 2
Ходес И.В., Дербенцев А.Н., Ригин О.Б. — Ходовая система как резерв управляемости колесной машины 1
Хрящев Ю.Е., Филиппов А.А., Крутов В.В., Епанешников Д.А. — Управление дизелем ЯМЗ уровня "Евро-3" на режимах холостого хода 12
Чупанов М.А. — Стабилизация центра масс АТС как способ повышения безопасности его движения 4
Шпак Ю.А., Павлушков Б.Э., Демик В.В., Кулаков Н.А. — Специальное колесное шасси БАЗ М 6910Э с электрической трансмиссией 10
Шутов А.И., Лазарев Д.А., Кущенко С.В. — Расчет коэффициента трения заблокированного автомобильного колеса 6
Яковлев В.Ф. — Светодиодные автомобильные световые приборы 11

Читатель предлагает

Пищулин М.В. — Неравновесная термодинамика и смесеобразование в ДВС 6
Чупанов М.А. — Стабилизация положения центра масс АТС — один из способов безопасности их движения 2

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Андрианов Ю.В., Комаров В.В., Кравчинский В.И. — Методические рекомендации по расчету износа конструктивных компонентов АТС 11
Антропов Б.С., Ананьин М.Ю., Виноградов Я.М. — Надежность механизма газораспределения дизелей ЯМЗ 9
Астащенко В.И., Швеёв А.И., Астащенко Т.В., Родькин И.М., Швеёв И.А. — Восстановление торцевой поверхности толкателя клапана ГРМ 7
Геращенко В.В., Яскевич М.Я., Геращенко А.В. — Устройство для регулирования загрузки автомобиля 12
Григорьев В.Н., Павлишин С.Г. — О капитальном ремонте военной автомобильной техники в условиях Дальневосточного федерального округа 8
Дынченков В.С. — Определение сроков замены автомобиля на основе оценки его эксплуатационной надежности 9
Дьяков И.Ф., Петров В.М. — Электронные системы впрыскивания топлива 5
Евсеев П.П. — К вопросу определения коэффициента сопротивления движению автомобиля 3
Евсеев П.П. — О тарифе на автотранспортные услуги 4
Ишин Н.Н., Гоман А.М., Скороходов А.С., Натурьева М.К. — Расчетно-экспериментальный метод прогнозирования остаточного ресурса зубчатых передач 11
Кочуров А.А., Картуков А.Г. — Влияние конструктивных особенностей и срока службы свинцового аккумулятора на его ЭДС 6
Малкин В.С., Яковлева А.Н., Горбачев С.А. — Обоснование загруженности проектируемой СТОА, входящей в региональную сеть автомобильного сервиса 2
Малкин В.С., Буслаев А.Е. — Диагностирование тормозов автомобиля, оборудованного АБС 5
Осипов А.Г. — Испытания тормозных систем АТС можно сделать более достоверными 4
Перов А.А., Соцков Д.А. — Математическая модель деформированного состояния гильз цилиндров дизеля КамАЗ при сборке 12
Разговоров К.И. — Определение потребности в обучении технического персонала предприятий сервисного обслуживания . . 3
Разговоров К.И. — Правовое обеспечение ТО и ТР автотранспортных средств в их гарантийный период 12
Суменков Н.А. — О проблеме повышения скорости движения грузовых АТС 2
Трефилов М.А., Дамзен В.А. — Коэффициент затухания колебаний шины как диагностический параметр 9
Хабибуллин Р.Г., Лысанов Д.М., Макарова И.В. — Методические основы рационального развития автомобильного сервиса 1
Хабибуллин Р.Г., Лысанов Д.М., Макарова И.В. — Спрос и функционирование предприятий автосервиса 8
Хабибуллин Р.Г., Лысанов Д.М., Макарова И.В. — Модель функционирования системы технического обслуживания автомобилей 11
Ходес И.В., Ригин О.Б., Ботвинкин П.В., Князев В.Н, Нгуен Тхе Ман — Система предупреждения водителя об опасности выбранного им режима движения 7
Шарупич П.В., Шарупич В.П., Богач К.А. — От гаражной мастерской к гаражному сервису 6
Шевченко Н.П., Нечаев В.В., Меркушов Ю.Н., Жеглов В.Н. — Диагностирование систем управления двигателем без его пуска 1
Шкрет Л.Я. — Проблемы эксплуатации турбодвигателей 6
Яковлев В.Ф. — Передвижные устройства для пуска автомобильных ДВС 3

Читатель предлагает

Евсеев П.П. — Бортовой компьютер как инструмент повышения эффективности грузового автотранспорта 8

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Абрамов М.И. — Расчетно-экспериментальный метод исследования нагруженности несущих систем АТС 4
Астащенко Т.В., Калимуллин Р.Р., Швеёв А.И., Родькин И.М. — Оценка состояния металла зубчатых колес после химикотермической обработки 6
Астащенко В.И., Швеёв А.И., Астащенко Т.В., Родькин И.М., Швеёв И.А. — Термическая обработка стальных заготовок под холодную пластическую деформацию 3
Балабин И.В., Чабунин И.С., Лямин М.С. — Аналитический аспект силового взаимодействия колеса с бескамерной шиной грузового автомобиля 9
Балабин И.В., Богданов В.В., Борин Д.Ю., Адам Ф., Степанов Г.В. — Магнитореологический эластомер с эффектом формы как компонент энергопоглощающего покрытия бампера АТС 10
Басюк С.Т., Петров П.А., Плотников А.А., Шайхулов М.В. — Результаты компьютерного моделирования стендовых испытаний колес из магниевого сплава 11
Батырмурзаев Ш.Д., Володина Л.Б., Гамзатов Т.Г., Саидов М.А., Батырмурзаев А.Ш., Батырмурзаева З.М. — Смазочная композиция для восстановления трущихся поверхностей машин и механизмов 1
Блянкинштейн И.М., Кашура А.С. — Лазерные системы контроля геометрических параметров АТС 8
Буренин В.В. — Герметики для неподвижных разъемных соединений 12
Волков Г.М — Перспективы автотракторного материаловедения 10
Давыденко Л.В., Белова С.Б., Давиденко Р.А., Егорова Ю.Б. — Титан и титановые сплавы в автомобилестроении 10
Дударева Н.Ю., Соколов С.А. — Искровое упрочнение верхних канавок поршня как инструмент повышения ресурса ДВС . . 7
Евсеенко И.А. — Методика автоматизированного построения динамических моделей планетарных коробок передач 6
Егоров А.В., Кузовков С.Г., Кожин Д.В., Дмитриев С.В. — Бесстормозной метод определения момента инерции КШМ V-образных ДВС 12
Ершов М.Ю., Лепешкин И.А. — Вспененный алюминий в автомобилестроении 10
Журавлев А.И., Никулин Л.В., Касьянов Н.В., Коваленко В.П. — Литейные алюминиевые сплавы для изделий автомобилестроения 1
Калашников А.С., Моргунов Ю.А., Калашников П.А. — Повышение эффективности изготовления цилиндрических зубчатых передач 11
Калимуллин Р.Р., Астащенко В.И., Клеф Й. — Температурная зависимость структуры и свойств боросодержащих цементованных сталей 3
Коротков М.В. — Критериальная оценка экологической эффективности различных видов моторного топлива 3
Кузнецов А.Г. — Динамическая модель дизеля 2

№

Кузнецов В.А., Шеставин П.В., Смирнов А.В., Сазонов Д.А. — Выглаживание деталей многогранными неперетачиваемыми пластинами . . . 10
Кулаков Н.А. — Композиционная защита кабины автомобиля "Урал-4320" . . . 10
Лавриненко Ю.А. — Метод форсированных испытаний пружин клапана на выносливость . . . 8
Лаптев Б.Ф. — Пластмассовая производственная тара . . . 2
Лебедева М.В. — О предельной нагрузке и направлении "страгивания" трещины в области поверхностного концентратора напряжений на кузове автомобиля . . . 11
Макушин А.А., Зубков Е.В., Новиков А.А. — Проектирование технологий испытаний ДВС . . . 4
Мамити Г.И., Гагкуев А.Е., Плиев С.Ч., Тедеев В.Б. — Расчет критических скоростей трициклов . . . 7
Мартьянов А.П., Яхин С.М., Мартьянов С.А., Напалков Д.В., Мартьянов А.А. — Упругие элементы с большим шагом витка при сжатии: расчет на устойчивость, прочность, жесткость и колебания . . . 9
Мишин В.Н., Балашов В.Н. — Силы, возникающие при шлифовании . . . 10
Осборн Н. — Тестовые видеосистемы для испытаний ударной нагрузкой . . . 11
Петренко К.П. — Структурно-аналитическая модель формирования состояния поверхностного слоя на стадиях механической обработки . . . 4
Петров П.А., Воронков В.И., Иванов В.А., Басюк С.Т. — Модель технологического процесса штамповки магниевого колеса . . . 10
Разговоров К.И. — Математическое моделирование производственных процессов на ДСТОА . . . 9
Суслин В.П., Джунковский А.В., Макаров А.И., Холодов Д.А. — Новый метод контроля геометрических параметров шарикоподшипников . . . 11
Таланцев Н.Ф. — О режимах стендовых испытаний рессор АТС в соответствии с ГОСТ 51585—2000 . . . 5
Топалиди В.А., Никульников Э.Н., Барашков А.А. — Совместимость звеньев модульных автопоездов . . . 5
Тюрин А.Н. — Криволинейное суперфиниширование шеек коленчатого вала . . . 5
Тюрин С.В., Федотов В.Н., Дроздов А.В. — О выборе конструкции колесных тормозных механизмов АТС по экологическому критерию . . . 6
Хайдакин М.С. — Уравновешивание шестицилиндровых двигателей путем применения механизма уравновешивания опрокидывающего момента . . . 8
Чернов Н.С., Мурановский В.П. — Измеритель утечек из пневмосистемы технологического оборудования . . . 7
Чернов Н.С., Мурановский В.П. — Устройство для снижения вибраций и шума в гидропневмосистемах технологического оборудования . . . 12
Шпунькин Н.Ф., Типалин С.А., Никитин М.Ю. — Листовой демпфирующий материал для кузовных деталей. Свойства при сдвиговой деформации . . . 10

ИНФОРМАЦИЯ

Бугаков В.М., Гончаров П.Э., Волков В.С. — 80 лет Воронежской государственной лесотехнической академии . . . 8
Кадырметов А.М. — Методы плазменного, с модуляцией электрических параметров, нанесения и упрочнения покрытий . . . 8
Комаров В.В. — Международная система гармонизации требований к транспортным средствам, методов оценки соответствия и принципы ее реформирования . . . 2
Крохотин Ю.М. — ЭФГ с комбинированным запиранием: возможности увеличения давления впрыскивания в конце подачи . . . 8
Москвин Р.К. — ММАС-"Интеравто"-МИМС-"Автомеханика"-2010 . . . 12
Нарбут А.Н. — А. М. Кригер и его автомобили . . . 7
Памяти Р.А. Меламуда . . . 8
"Самарская инициатива: кластерная политика — основа инновационного развития национальной экономики" . . . 4
Свейда П., Циммерманн Ф. — Роль тест-центра "Дюрр" в решении сложных технологических задач . . . 2
Суворов А.Е. — Кластерные зоны Самарской области . . . 4
Фестиваль "Мир автобусов" — 2010 . . . 12
Шандров Б.В., Булавин И.А., Вартанов М.В., Божкова Л.В. — Научные исследования кафедры "Технология машиностроения" МГТУ "МАМИ" в области сборочного производства . . . 11
80 лет ХАДИ—ХНАДУ . . . 12
Коротко о разном . . . 2, 3, 5, 7, 11
Вышли из печати . . . 7

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Чайков М.Ю., Чайкова А.М. — Инновации как инструмент успешного функционирования предприятия . . . 1
Читатель предлагает
Копотилов В.И. — Оценка энергетической эффективности транспортной работы автомобиля . . . 3
АСМ-факты . . . 6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Хрящев Ю.Е., Филиппов А.А., Крутов В.В., Епанешников Д.А. — Управление дизелем ЯМЗ уровня "Евро-3" на режимах холостого хода . . . 7
Бигель Н.В. — Особенности конструкции самосвалов БелАЗ с электромеханической трансмиссией . . . 10
Пятаков В.Г. — Радиальное биение тормозного барабана и неравномерность блокирования колеса при его торможении . . . 12
Рябов И.М., Чернышев К.В., Ковалёв А.М. — Потенциальные виброзащитные свойства подвески автомобиля с динамическим гасителем колебаний колес . . . 13
Петько В.И., Куконин В.Е., Хитриков С.В. — Идентификация нелинейных динамических систем с помощью моделей нечеткого логического вывода . . . 16

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Разговоров К.И. — Правовое обеспечение ТО и ТР автотранспортных средств в их гарантийный период . . . 21
Геращенко В.В., Яскевич М.Я., Геращенко А.В. — Устройство для регулирования загрузки автомобиля . . . 23
Перов А.А., Соцков Д.А. — Математическая модель деформированного состояния гильз цилиндров дизеля КамАЗ при сборке . . . 24

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Егоров А.В., Кузовков С.Г., Кожин Д.В., Дмитриев С.В. — Бестормозной метод определения момента инерции КШМ V-образных ДВС . . . 27
Буренин В.В. — Герметики для неподвижных разъемных соединений . . . 30
Чернов Н.С., Мурановский В.П. — Устройство для снижения вибраций и шума в гидропневмосистемах технологического оборудования . . . 34

ИНФОРМАЦИЯ

Москвин Р.К. — ММАС-"Интеравто"-МИМС-"Автомеханика"-2010 . . . 35
Фестиваль "Мир автобусов"-2010 . . . 36
80 лет ХАДИ—ХНАДУ . . . 40
Указатель статей, опубликованных в 2010 году . . . 37

Главный редактор Н. А. ПУГИН
Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ
РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:
И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. С. Ковригин, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А.В. Николаенко, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков

Белорусский региональный редакционный совет:
М. С. Высоцкий (председатель), В. Б. Альгин (зам. председателя), А. Н. Егоров, Ан. М. Захарик, Г. М. Кухаренок, П. Л. Мариев, Ю. И. Николаев, И. С. Сазонов, С. В. Харитончик

Корректор В.Г. Быстров
Сдано в набор 02.10.2010. Подписано в печать 13.11.2010.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,29. Зак. 933.
Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

ООО «Издательство Машиностроение»
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон (499) 269-54-98, (915) 412-52-56
E-mail: avtoprom@mashin.ru, avtoprom@aport.ru
www.mashin.ru www.avtomash.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.
За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала «Автомобильная промышленность» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.

ХАДИ—ХНАДУ — 80 лет

Официальной датой основания Харьковского автодорожного института считается 7 июля 1930 г. За время существования ХАДИ—ХНАДУ здесь было подготовлено свыше 60 тыс. специалистов автомобильного транспорта и строительства дорог, руководителей предприятий, инженеров и научных работников, значительное число профессорско-преподавательского состава.

Сегодня на 12 факультетах университета обучаются более 13 тыс. студентов дневной и заочной форм обучения. Материально-техническая база университета включает 12 учебных корпусов с оснащенными современным оборудованием учебными аудиториями и лабораториями. На 38 кафедрах работают более 600 преподавателей-профессионалов высшей школы, среди которых 11 лауреатов Государственной премии Украины в области науки и техники; 19 академиков и 18 членов-корреспондентов отечественных и зарубежных академий наук, 7 заслуженных деятелей науки и техники Украины, 2 заслуженных работника образования Украины, почти 80 обладателей звания «Отличник образования Украины», «Почетный работник транспорта» и «Почетный дорожник». Более 70 % преподавателей имеют ученые степени доктора и кандидата наук, а также ученые звания профессора и доцента.

Ученым университета присвоены звания почетных академиков разных научных организаций и обществ всего мира, они представляют университет в Американском криогенном обществе, Технических комитетах С 7/8 «Дорожные покрытия» и С 336 «Битумы вяжущие» Европейского комитета по нормализации, а также в международной ассоциации PIARC.

Научно-исследовательская работа всегда была и остается неотъемлемой составляющей учебного процесса. Она способствует не только повышению качества образования, но и росту инновационного потенциала экономики, ведь научные исследования выполняются по приоритетным направлениям развития науки и техники Украины. Среди наиболее значимых научных разработок последних лет — системы активной безопасности автотранспортных средств; экологически чистый автомобиль с гибридной силовой установкой; экологически чистый двигатель внутреннего сгорания, работающий на сжатом природном газе; щебеночно-мастичные асфальтобетоны на основе битумов, модифицированных полимерами; лазерная измерительная система ЛВС-2-ХНАДУ; система видеодиагностики автомобильных дорог; цветной дорожный бетон на основе органических вяжущих; интеллектуальная теория управления общественным пассажирским транспортом больших городов и регионов Украины; синергетический электромобиль; магнитно-импульсный комплекс для возобновления поверхностей кузова; модульные конструкции автогрейдеров и другие.

Научные достижения университета обеспечивают ученые семи всемирно известных научных школ, действующих в отрасли машиностроения и транспорта, строительного и физического материаловедения, строительства и эксплуатации автомобильных дорог, эксплуатации и обслуживания транспортных средств, строительных и дорожных машин, экономики транспортного комплекса и т. д.

Команда «ЛСА—ХАДИ», установившая рекорд топливной экономичности

В последнее время бурно развивается международное сотрудничество. Так, в ХНАДУ обучаются 740 студентов-иностранцев; заключено более десяти двусторонних международных соглашений и протоколов о сотрудничестве, число партнеров неуклонно растет. Это высшие учебные заведения, фирмы, компании и предприятия всех форм собственности из более 30 стран Европы, Америки, Азии, Ближнего Востока.

Среди наиболее значимых достижений в международной деятельности университета последних пяти лет — участие ХНАДУ в реализации общеевропейского TEMPUS-проекта по разработке мультимедийных учебных программ по инженерной педагогике для высших технических учебных заведений России и Украины в составе консорциума из известных европейских и двух российских университетов — Московского автомобильно-дорожного института (Государственный технический университет) и Тамбовского государственного технического университета.

Эффективно развивается в последнее время сотрудничество с Белгородским государственным технологическим университетом им. В.Г. Шухова, Московским автомеханическим институтом (МГТУ «МАМИ»), российскими государственными университетами в Белгороде и Томске, многими предприятиями автомобилестроения России.

Гордость университета — известная своими достижениями лаборатория скоростных автомобилей. Бренд «ЛСА—ХАДИ» известен всему миру как уникальная школа подготовки молодых специалистов в области транспортного машиностроения и создания специальных спортивных автомобилей. За почти 60-летнюю историю существования ЛСА здесь было спроектировано и изготовлено 34 гоночных автомобиля, участвующих в соревнованиях по установлению рекордов скорости в различных классах, а также в автомобильных кольцевых гонках разных формул. На автомобилях марки «ХАДИ» установлено 42 всесоюзных рекорда скорости, причем 16 из них превысили международные рекорды в соответствующих классах машин. Сегодня коллектив лаборатории работает над проектированием и изготовлением спортивных автомобилей для кольцевых гонок F-1600 международной группы E-8 (FIA). За последние годы созданы гоночные автомобили ХАДИ-31, ХАДИ-33 и ХАДИ-34. На базе лаборатории действует спортивная команда «ЛСА—ХАДИ», которая, начиная с 1996 г., является неизменным участником и призером чемпионатов Украины по кольцевым гонкам. В юбилейном для ХНАДУ году команда «ЛСА—ХАДИ» первой и единственной из Украины участвовала в престижных международных соревнованиях «Shell eco-marathon-2010» (225 команд из Европы, Азии и Африки), где на рекордном по топливной экономичности болиде «ХАДИ-34» установила рекорд Украины, проехав 570 километров всего на одном литре топлива.

Ректор ХНАДУ, заслуженный деятель науки и техники Украины, доктор технических наук, профессор А.Н. Туренко

Важное значение коллектив университета уделяет патриотическому воспитанию молодежи, развитию творческих способностей, а также здоровому образу жизни. В течение последних пяти лет ХНАДУ постоянно занимает первое место в спартакиаде вузов в своей группе и стабильно высокие места среди всех вузов Харькова. Спортивную честь университета защищают шесть чемпионов мира, четыре мастера спорта международного класса, более 20 мастеров спорта Украины и свыше 50 кандидатов в мастера спорта.

ХНАДУ по праву гордится не только славной историей и традициями, но и молодой душой, творческой энергией и вдохновением всех, кто в нем работает и учится.

Перспективы развития ХНАДУ — в его международном признании. Для достижения этой цели в университете есть богатый 80-летний опыт эффективной учебно-педагогической работы, всемирно-известные научные школы, а также постоянные контакты со специалистами зарубежных вузов, предприятий и организаций.

Редакция и редакционная коллегия журнала сердечно поздравляют коллектив Харьковского автодорожного с юбилеем и искренне желают ему успехов в подготовке кадров и новых научных достижений на благо нашей общей отрасли — Отечественного автомобилестроения.