

ISSN 0005-2337

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 5 • 2004

ЛЕНИНГРАД

ОДЕССА

СЕВАСТОПОЛЬ

МИНСК

БУХАРЕСТ

СОФИЯ

БЕЛГРАД

БУДАПЕШТ

1904-2004

8-Я МОСКОВСКАЯ МЕЖДУНАРОДНАЯ АВТОМОБИЛЬНАЯ ВЫСТАВКА

8th MOSCOW INTERNATIONAL MOTOR SHOW



25-29 АВГУСТА / AUGUST

Выставочный комплекс ЗАО «Экспоцентр» на Красной Пресне, Москва
Exhibition Complex of Exocentr at Krasnaya Presnya, Moscow, Russia

ПРИНИМАЕМ ЗАЯВКИ
НА УЧАСТИЕ В ВЫСТАВКЕ

Организаторы /
Organised by:



ОАО «АСМ ХОЛДИНГ»
107996, К-31, ГСП-6, Москва,
Улица Кузнецкий мост, 21/5, оф. 5-076
Тел.: (095) 925 5179
Факс: (095) 926 0619
E-mail: smv@zaha.ru

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

При содействии /
Assisted by:



ZAO Expocentr

При поддержке /
Supported by:



ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

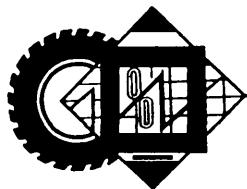
Москва "Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:

МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
НАУКИ И ТЕХНОЛОГИЙ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 5 • май • 2004



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.48.62-233 : 621.9.014.5.65.016

СКОРОСТНОЕ РЕЗАНИЕ – ВАЖНЕЙШИЙ ФАКТОР ПОВЫШЕНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ ЗАВОДОВ

Д-р техн. наук Г.Ф. ДЗАНАШВИЛИ, Ю.С. БИРЮКОВ,
М.И. ФАТЕЕНКОВ

Ассоциация производителей подшипников, ОАО "ВПЗ"

Сочетание высоких качеств и производительности в условиях массового производства деталей подшипников — факторы, во многом противоречавшие друг другу. Особенно на российских подшипниковых заводах, где технологическое оборудование устарело как морально, так и физически. И даже там, где значительная часть заготовительных операций выполняется на отечественных автоматических линиях горячей штамповки, соответствующих лучшим зарубежным образцам, есть проблемы с инструментом, которые не позволяют достичь уровня производительности ведущих подшипниковых фирм.

Так же обстоит дело и с токарным оборудованием: кольца подшипников у нас обрабатывают на одно- и многошпиндельных токарных автоматах и полуавтоматах, но применяемый здесь режущий инструмент по своим техническим характеристикам существенно уступает зарубежному. Например, стандартные, широко применявшиеся еще во времена СССР напайные пластины типов ТК и ВК при напайке, переточке и в процессе эксплуатации подвергаются хрупкому разрушению, на их поверхности появляются микротрешины, приводящие к сколам на режущей части, что ведет к потерям титана, вольфрама и кобальта; сам процесс напайки и переточки требует дополнительных затрат по содержанию оборудования, площадей, зарплаты ра-

бочих; напайный инструмент (а в некоторых случаях — и резцы из быстрорежущей стали) ограничивает потенциальные возможности станков. И т. д. Все это вынуждает технологов назначать низкие режимы резания, в первую очередь — ограничивать скорость резания величиной 30—100 м/мин, подачу — не более 0,3 мм/об.

Выход из сложившегося положения, по мнению многих практических работников, в одном: закупать инструмент в дальнем зарубежье. Однако этот вывод явно преждевременен. Уже хотя бы потому, что отечественные производители инструментов имеют значительные наработки в области твердосплавных неперетачиваемых пластин, аналогичных предлагаемым зарубежными фирмами.

Так, на отечественном рынке появились неперетачиваемые твердосплавные режущие пластины совместной московской фирмы "Сандвик—МКТС". Но на повестке дня встал сразу же вопрос об их использовании. Прежде всего на уже имеющихся на предприятиях отрасли многошпиндельных станках и одношпиндельных станках с ЧПУ. Ведь внедрение новых технологий на действующих многошпиндельных станках обходится намного дешевле, чем приобретение новых станков. Подсчитано: для полной замены 500 старых станков-автоматов на новые двухшпиндельные нужно затратить более 1 млрд руб.

Таких средств, естественно, у заводов — производителей подшипников пока нет, и, видимо, они появятся нескоро. Поэтому остаются два направления развития. Первое: по мере расширения материальных возможностей создавать парк двухшпиндельных станков-автоматов с ЧПУ. Второе: усиленно перевооружать многошпиндельные станки прогрессивным режущим инструментом, обеспечивающим форсированные режимы резания. Эти направления позволяют повысить конкурентоспособность продукции за счет снижения

ее себестоимости и получить дополнительные средства для обновления парка токарных станков.

То, что данный путь наиболее реален и целесообразен, доказывает опыт Волжского подшипникового завода (ОАО "ВПЗ"). (Этот опыт — по существу, пока первая удачная попытка максимального использования потенциальных возможностей имеющихся многошпиндельных и одношпиндельных токарных станков с ЧПУ путем повышения скорости резания и подачи.)

Работа по совершенствованию производства деталей подшипников на ВПЗ велась поэтапно. На первом этапе занялись станками мод. 1П756ДФ301 Рязанского станкостроительного завода. С помощью специалистов фирмы "Сандвик—МКТС" подобрали марку твердого сплава и номенклатуру режущего инструмента, выбрали оптимальные режимы для обработки наружного конического кольца подшипника 2007934К.01 (сталь ШХ15). В результате увеличения скорости резания до 211 м/мин, снижения машинного времени обработки в 1,6 раза (с 8,5 до 5,4 мин) удалось добиться того, что все геометрические параметры обработанного кольца теперь полностью соответствуют требованиям технологической документации.

Одновременно решили и проблему стружкодробления: если раньше она была длинной и путаной (рабочим приходилось возить "воздух"), то в настоящее время вся стружка — мелкая, образующая компактные "кучи".

Вторым объектом (второй этап работы) стали многошпиндельные патронные станки производства Киевского завода станков и автоматов (ОАО "Веркон"). В итоге сейчас на ВПЗ налажены и успешно эксплуатируются 16 таких станков. Это прежде всего станки мод. 1Б265П-6К, предназначенные для обработки наружных конических колец подшипников 7613А.01 и 27911А.01, 27310А.01, 807813.01, 7512.01, 7214.01, 20071178А.01 и 7216.01. Все они оснащаются непере-

тачиваемыми пластинами фирмы "Сандвик" и специальными резцовыми вставками производства ОАО "Специнструмент" (г. Георгиевск), а также оснасткой, спроектированной и изготовленной на ВПЗ.

Что дало такое оснащение с точки зрения собственно цеховых интересов? Ответ таков: многое. В частности, после внедрения нового инструмента сократилось (с 12—13 до 10) число резцов, находящихся в наладке, а следовательно, и вспомогательное время на подналадку в процессе работы. За счет повышения стойкости режущих пластин уменьшились непроизводственные потери рабочего времени. Так, если при обработке кольца 27911А.01 обычными пластинами из сплавов Т15К6 или Т14К8, внутрисменные потери времени на подналадку и замену резцов составляли 70—80 мин, то новыми пластинами — 15—20 мин в смену. А это при времени обработки 18—20 с — дополнительные 160—180 деталей.

Существенно улучшились и другие показатели производственного процесса. Например, замена обычных пластин из сплава Т14К8 новыми на многошпиндельных станках 1Б265П-6 привела к тому, что скорость обработки возросла в 2,36 раза, подача — на 40 %. Это позволило сократить цикл обработки одной операции на 56 %, а производительность станка увеличить на 48 %.

Идентичен и результат, полученный на других деталях: средний прирост производительности составил 20—25 %.

Первооружение экономит до 62 % электроэнергии. Но главное все-таки в производительности: полное переоснащение первой партии из 16 многошпиндельных станков с годовой программой выпуска 2 млн деталей дало в 2003 г. экономический эффект, равный 930 тыс. руб.

Убедившись в том, что начатое дело себя оправдывает, ВПЗ планирует в 2004 г. перевести на новую технологию еще 50 станков и получить общий годовой экономический эффект, превышающий 4 млн руб.

В журнале "АП" (2002, № 10) была опубликована статья "О КПД и коэффициенте эффективности автотранспортного средства", авторы которой, В.С. Карабцев и Д.Х. Валеев, проанализировав подходы и формулы, используемые различными исследователями, дали свою формулу (в статье — формула № 8 в табл. 1) экспресс-расчета этих важных для теории и практики показателей (по терминологии П.П. Евсеева — "КПД-нетто"). Однако применение данной формулы на практике показало: когда речь идет об АТС с механической трансмиссией, проблем нет. В случае же АТС, оборудованных бесступенчатой трансмиссией, или при движении АТС, оснащенных механической трансмиссией, без переключения передач, входящая в формулу величина r_{cp} , т. е. средняя плотность ряда передаточных чисел трансмиссии, теряет смысл.

В публикуемой ниже статье авторы попытались расширить применимость формулы и на эти случаи.

v_{cp} его движения и осредненный для маршрута секундный расход топлива. То есть величины i_0 , M_e и r_k , учтенные неявным образом, можно исключить из рассмотрения. Кроме того, вместо секундного расхода G_t топлива лучше использовать его путевой расход Q_t , взятый в л/м.

При выводе новой формулы, определяющей КПД автомобиля (η_a), воспользуемся теорией размерностей физических величин применительно к параметрам, которые характеризуют эффективность (КПД) автомобиля на маршруте. Это масса m_{tp} перевозимого АТС груза, среднетехническая скорость v_{cp} на маршруте, ускорение g свободного падения, плотность γ_t топли-

УДК 629.621.43.018

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА КПД АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В.С. КАРАБЦЕВ, Д.Х. ВАЛЕЕВ

КамАЗ

Из теории и практики известно, что передаточное число i_0 главной передачи, максимальный крутящий момент $M_{e\max}$ двигателя и радиус r_k ведущих колес оказывают непосредственное влияние на такие эксплуатационные показатели АТС, как средняя скорость

ва, Q_t — его путевой расход и низшая теплотворная способность H_u . В натуральном виде это будет формула № 1 (табл. 1). Но, основываясь на теории размерностей, ее можно записать в виде произведения перечисленных параметров, каждый из которых возведен в какую-то степень (формула № 2).

В данной формуле все шесть показателей степени неизвестны, и их нужно найти. Для этого раскроем размерности каждого из параметров, предварительно несколько преобразовав размерность параметра H ($\text{Дж}/\text{кг} = H \cdot \text{м}/\text{кг} = \text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{м}/\text{с}^2 \cdot \text{кг} = \text{м}^2/\text{с}^2$). В итоге получается формула размерностей (формула № 3).

Далее. Величина КПД η_a должна быть безразмерной, т. е. ее размерность всегда равна нулю. Поэтому совершенно очевидно (любая величина в нулевой степени есть единица), что значение η_a можно записать в виде формулы № 4.

Исходя из этого, получаем систему из четырех уравнений (№ 5 в табл. 1), содержащую шесть неизвестных — x, y, z, α, β и ε .

Чтобы из множества ее решений выделить то, которое позволит решить поставленную задачу, используем два дополнительных условия: первое — КПД $\eta_a \geq 0$ (факт, не требующий доказательства) и второе — КПД η_a всегда меньше КПД двигателя. На режиме номинальной мощности КПД дизеля, как известно, составляет $0,37-0,4$, а на частичных нагрузках — несколько меньше. Поэтому ориентировочно будем считать, что $0 \leq \eta_a \leq 0,3$.

Наконец, зададимся показателем у степени, при котором выполняется условие $0 \leq \eta_a \leq 0,3$.

Теперь систему уравнений решить несложно. Например, задавшись $y = 0,5$ и проверив выполнение условия $0 \leq \eta_a \leq 0,3$, из первого уравнения системы получим, что $x = -0,5$, а из четвертого — что $\varepsilon = 0,5$. Подставляя эти корни в систему, сведем ее к двум

уравнениям (№ 6) относительно трех (z, α и β) неизвестных.

Данная система, как и предыдущая, не имеет однозначного решения, поэтому методом "проб и ошибок" с использованием ограничения для η_a сначала находим величину $\alpha = 0,5$, затем $z = 0,5$ и $\beta = -0,75$.

Результат — формула № 7.

Сопоставляя формулы № 1 и 7, видим, что по структуре и физическому смыслу первая похожа на вторую. Но из второй исключены характеристики двигателя (M_e), движителя (r_k) и трансмиссии (ρ_{cp} и i_0), т. е. она значительно упрощает расчет η_a : для решения поставленной задачи рассматривать функциональные зависимости $v_{cp} = v_{cp}(M_e, r_k, \rho_{cp}, i_0)$ и $Q_t = Q_t(M_e, r_k, \rho_{cp}, i_0)$ не требуется.

Формулу № 7 можно еще более упростить, если от системы СИ перейти к внесистемным единицам измерения. Например, поскольку величина $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$, плотность γ_t дизельного топлива в среднем составляет $0,83 \text{ кг}/\text{л}$, а его $H_{u, cp} = 42500 \text{ кДж}/\text{кг}$, то при использовании внесистемных единиц измерения (v_{cp} — в $\text{км}/\text{ч}$, Q_t — в $\text{л}/100 \text{ км}$ и m_{rp} — в тоннах) формула № 7 приобретает вид формулы № 8. Это означает, что КПД АТС пропорционален корню квадратному из отношения произведения массы полезного груза m_{rp} на среднюю скорость v_{cp} ($\text{км}/\text{ч}$) движения к среднему путевому расходу топлива Q_t ($\text{л}/100 \text{ км}$).

Аналогичный вариант формулы № 8 легко получить и для любого другого топлива — бензина, сжиженного нефтяного или сжатого природного газов, газового конденсата и т. д. Для этого в нее нужно подставить константы γ_t и H_u , характеризующие физико-химические свойства данного топлива.

В качестве примера приведем (табл. 2) результаты расчета величин КПД трех моделей автомобилей КамАЗ для самых разнообразных условий эксплуатации.

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечание
1	$\eta_a = \frac{v_{cp}\sqrt{M_e m_{rp} g / r_k}}{i_0 \rho_{cp} H_u G_t}$	
2	$\eta_a = \gamma_t m_{rp}^x v_{cp}^y g^z H_u^\beta Q_t^\varepsilon$	
3	$\eta_a = (kg/l)^x (kg)^y (m/c)^z (m^2/c^2)^\alpha (m^2/c^2)^\beta (l/m)^\varepsilon = k \Gamma^x + y_M z + \alpha + 2\beta - \varepsilon_C^{-1} (z + 2\alpha + 2\beta) \Gamma^\varepsilon - x$	
4	$\eta_a = \eta_a \Gamma^0 M^0 l^0$	
5	$x + y = 0; z + \alpha + 2\beta - \varepsilon = 0; z + 2\alpha + 2\beta = 0; \varepsilon - x = 0$	
6	$z + \alpha + 2\beta = -0,5; z + 2\alpha + 2\beta = 0$	
7	$\eta_a = \sqrt{\frac{m_{rp} v_{cp} g}{\gamma_t Q_t \cdot H_u^{1,5}}}$	v_{cp} — среднетехническая скорость движения АТС; M_e — максимальный крутящий момент двигателя; m_{rp} — масса перевозимого груза; g — ускорение свободного падения; r_k — радиус качения ведущих колес; i_0 — передаточное отношение главной передачи; ρ_{cp} — средняя плотность ряда передаточных чисел трансмиссии; H_u — низшая теплотворная способность топлива; G_t — осредненный для маршрута секундный расход топлива
8	$\eta_a = 0,0344 \sqrt{\frac{m_{rp} v_{cp}}{Q_t}}$	γ_t — плотность топлива; $x, y, z, \alpha, \beta, \varepsilon$ — показатели степени

Таблица 2

Режим движения АТС	КамАЗ-55111, $m_{\text{тр}} = 13 \text{ т}$			КамАЗ-65115, $m_{\text{тр}} = 15 \text{ т}$			КамАЗ-6520, $m_{\text{тр}} = 20 \text{ т}$		
	$v_{\text{ср}}$, км/ч	Q_t , л/100 км	η_a	$v_{\text{ср}}$, км/ч	Q_t , л/100 км	η_a	$v_{\text{ср}}$, км/ч	Q_t , л/100 км	η_a
Постоянная скорость $v = 60 \text{ км/ч}$	60,0	29,0	0,178	60,0	30,5	0,187	60,0	33,5	0,206
Преодоление подъема: 4 %	47,1	82,8	0,094	51,5	89,2	0,101	54,8	103,6	0,112
8 %	22,4	153,9	0,047	25,7	171,3	0,052	29,4	210,2	0,058
Маршрут:									
магистральный	61,0	42,0	0,149	64,2	45,4	0,158	65,7	50,2	0,176
горный	36,2	53,5	0,102	39,7	57,0	0,111	42,9	64,4	0,126

(Величины $v_{\text{ср}}$ и Q_t взяты из протоколов испытаний, полученных для данных автомобилей на дорогах НИЦИАМТа).

Из табл. 2 следуют несколько интересных выводов.

1. Чем выше грузоподъемность автомобиля, тем выше его КПД. Так, КПД автомобиля КамАЗ-6520 грузоподъемностью 20 т выше данного показателя автомобиля КамАЗ-55111 грузоподъемностью 13 т, в зависимости от режима движения, на 15,7–23,5%; по сравнению же с КПД автомобиля КамАЗ-65115 грузоподъемностью 15 т разница для тех же условий уже несколько меньше — 10,2–13,5%. Причем преимущества автомобиля КамАЗ-6520 в наибольшей степени проявляются в трудных дорожных условиях — при преодолении подъемов крутизной 4 и 8%, а также на горном маршруте.

2. КПД автомобилей при движении с постоянной скоростью 60 км/ч на горизонтальной прямой дороге в 3,6–3,8 раза больше, чем в процессе преодоления подъема крутизной 8%.

3. Если сравним результаты расчета величин КПД одного и того же автомобиля для одинаковых условий

эксплуатации, выполненного по формулам № 1 и 8, то оказывается, что различие между данными величинами не превышает 0,01. Это свидетельствует о том, что обе формулы дают почти одинаковые результаты. Однако преимущества формулы № 8 налицо. Она существенно проще, так как содержит только два легко измеряемых параметра (грузоподъемность, как правило, известна); сфера ее практического применения расширена: ею можно пользоваться для оценки различных видов топлива, совершенства конструкций автомобилей не только с механической трансмиссией, но и с силовыми передачами других типов, а также в режиме разгона АТС до любых заранее заданных скоростей.

Таким образом, есть основания утверждать, что на КамАЗе для конструктора, исследователя и менеджера автотранспортного предприятия разработан безразмерный, универсальный, объективный и легко поддающийся измерению критерий оценки эффективности АТС практически с неограниченным спектром его приложения.



На автомобильном заводе «Урал» началось поэтапное повышение заработной платы наиболее квалифицированным работникам. Это стало возможным благодаря реализуемой программе оптимизации производства и сокращения затрат. Уже заключены новые контракты с начальниками цехов и сборщиками агрегатного производства.

С марта 2004 г. повышена заработка мастерам, начальникам производственных участков и высококвалифицированным рабочим ремонтного персонала. При этом учитывался личный вклад каждого в выполняемое дело.

Летом 2005 г. в России, на заводе "АвтоФрамос" после реконструкции, планируется начать выпуск автомобилей "Рено X-90". Первые образцы должны быть собраны до конца текущего года, а пилотная партия, предназначенная для испытаний, — весной 2005.

Автомобиль разработан специально для восточно-европейского рынка и должен стоить 7–10 тыс. евро. К производству новой модели будут привлечены многие российские изготовители компонентов; московские заводы станут поставлять штампованные детали кузова.

Международная специализированная выставка "Автокомпоненты-2004",
проведение которой планировалось в мае в московском Манеже, состоится
9–11 июня 2004 г. в КДЦ "Гостиный двор"

Подробная информация на сайте:

www.auto-expo.ru

В рамках 8-го Московского международного Мотор-шоу (MIMS-2004)
на территории "Экспоцентра" на Красной Пресне состоятся:

II Конгресс технологов автомобилестроения
(27 августа 2004 года)

Программа Конгресса предусматривает обсуждение крупных проблем технологии производства автомобилей и автокомпонентов, применения прогрессивного оборудования и инструментов, использования новых материалов. В ходе Конгресса отечественные предприятия и зарубежные фирмы получат возможность устроить презентации новых технологических решений.

Для участия в Конгрессе будут приглашены руководители и специалисты отечественных предприятий автомобилестроения и смежных отраслей, зарубежных фирм, консультинговых компаний, банков и инвестиционных компаний; будут широко представлены органы федеральной исполнительной власти, средства массовой информации.

Предполагается обсуждение следующих тем:

1. Заготовительное производство. Литье и литейное оборудование. Ковка. Термообработка.
2. Технология сборочного производства, сварка.
3. Окраска, гальваническая обработка, другие технологии и методы защиты поверхностей.
4. Механическая обработка, металлорежущие станки, оснастка, инструменты.
5. Энергосберегающие технологии.
6. Прогрессивные материалы.
7. Системы обеспечения качества на базе международных стандартов.

Контактные телефоны оргкомитета: +7(095) 921-6260, 921-0200, 926-0471, 921-7546

E-mail: inf@asm-holding.ru

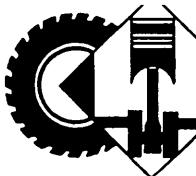
Организаторы: ОАО "Автосельхозмаш-холдинг" и ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ"
при поддержке Министерства промышленности и энергетики Российской Федерации

VI Конференция
"Двигатели для российских автомобилей"
(26 августа 2004 года)

Цели конференции:

- оценка состояния дел по реализации "Концепции развития автомобильной промышленности России" в области двигателестроения, в том числе по достижению экологических норм Комитета по внутреннему транспорту ЕЭК ООН;
- ознакомление с результатами новых научных исследований и практических разработок по применению альтернативных видов топлива, созданию топливных элементов и комбинированных энергоустановок;
- изучение достижений по совершенствованию ЭСУД и других систем обеспечения современных характеристик работы ДВС;
- анализ процессов дизелизации в российском автомобилестроении; ознакомление с новыми разработками конструкции двигателей, систем, узлов, агрегатов и деталей, а также технологии их изготовления; выявление эффективных проектов в отечественном двигателестроении.

На конференцию приглашены представители федеральных министерств, руководители и ведущие специалисты предприятий, производящих двигатели для автомобилей и комплектующие изделия к ним, а также крупные отечественные ученые, работающие в области двигателестроения, представители банков и инвестиционных компаний.



КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.114.4

МОДЕЛЬНЫЙ РЯД АМО "ЗИЛ": РЕАЛЬНОСТЬ И ПЕРСПЕКТИВЫ

Р.К. МОСКВИН

Нередко приходится слышать, что отечественные автозаводы "десятелями выпускают единственную модель". Однако, если разобраться по существу, для большинства предприятий это неверно. Например, ЗИЛ помимо своей "визитной карточки", автомобиля ЗИЛ-130, одновременно изготавлял не только его же модификации с четырьмя вариантами базы, шасси для специализированных кузовов-надстроек, седельные тягачи, газобаллонные комплектации и различные климатические исполнения, но и еще две принципиально иные моде-

ли — ЗИЛ-131 (6×6) и ЗИЛ-133 (6×4) со своими модификациями и комплектациями. Поэтому в 1990-е годы он смог, опираясь на накопленный опыт, расширить гамму выпускаемой техники в несколько раз. В его модельном ряду появились АТС колесной формулы 4×4, грузовые автомобили малой и большой грузоподъемности, цельнометаллические фургоны, автобусы, магистральные тягачи, множество специальных и специализированных модификаций. Все эти конструкции были предложены потребителю, но, как это часто случается в условиях

рынка, далеко не все выдержали конкуренцию с продукцией других отечественных автозаводов и зарубежных фирм.

Доскональное изучение рынка, трезвая оценка собственных возможностей и возможностей своих партнеров-поставщиков заставили АМО "ЗИЛ" вновь пересмотреть свой модельный ряд, оставив в нем лишь наиболее востребованные на сегодняшний день модели и модификации. В активе ЗИЛа насчитывается 74 модификации, восемь базовых моделей автомобилей и шесть базовых шасси грузоподъемностью от 3 до 10 т. Однако практически предприятие сосредоточено на производстве автомобилей лишь двух семейств: малотоннажных и среднетоннажных (грузоподъемностью до 8 т).

Малотоннажное семейство (базовая модель ЗИЛ-5301 "Бычок")

включает автомобили (табл. 1) со "стандартной" и удлиненной базой, однорядной, двухрядной и "спальной" кабинами, с бортовыми платформами длиной 3,75—4,385 м, модульными фургонами различного назначения (и разных производителей) и шасси под комплектацию. Кроме того, в семействе есть полноприводная модель (4×4) повышенной проходимости ЗИЛ-432720 и цельнометаллический (панельный) фургон ЗИЛ-5301, на базе которого небольшими партиями изготавляются автобусы (ЗИЛ-3250 и др.).

Семейство среднетоннажных автомобилей (табл. 2) представляет собой, по существу, дальнейшее развитие конструкций популярных прежде моделей ЗИЛ-4331, ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131. Оно включает четыре бортовых автомобиля и шесть различных шасси. Базовые бортовые автомобили — ЗИЛ-433360, ЗИЛ-433110 (длиннобазный) и ЗИЛ-433440 (6×6) — комплектуются бензиновым двигателем ЗИЛ-508.10. С этим же двигателем изготавливают седельный тягач, "стандартное", длиннобазное и "самосвальное" (с укороченным задним свесом) шасси. (Пока двигатель ЗИЛ-508 выпускается только в карбюраторном варианте, но в ближайшее время будет оснащаться системой центрального впрыскивания топлива.) Еще один бортовой среднетоннажный автомобиль оснащен дизелем Д-245.9 Минского



ЗИЛ-432722



ЗИЛ-432930

моторного завода, а длиннобазное шасси ЗИЛ-433102 — дизелем ЗИЛ-645.

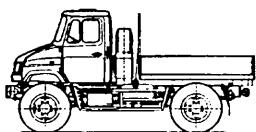
Как видим, в гамме основной продукции АМО "ЗИЛ" нет теперь АТС колесной формулы 6×4 грузоподъемностью до 10 т, а также автомобилей с дизелями ЯМЗ. Однако по заказу потребителей завод может изготовить такие транспортные средства. Например, в ассортименте специальной техники, производимой непосредственно на ЗИЛе, есть по-

жарный автомобиль колесной формулы 6×4 с цистерной на 5 т воды.

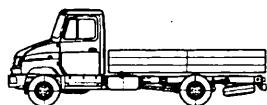
Автомобили обоих семейств в ближайшее время планируется существенно модернизировать. Так, на среднетоннажных найдет применение дизель Д-260 ("Евро-2") мощностью 132 кВт (180 л. с.) Минского моторного завода, устанавливаемый сейчас только на пожарную модификацию ЗИЛ-4331. Для семейства "Бычок" базовым двигателем должен стать новый турбонаддувный с промежуточным охлаждением дизель ММЗ мощностью 100 кВт (136 л. с.). Уже модернизировано серийное сцепление, а в дальнейшем на автомобилях ЗИЛ будут использоваться сцепления новой конструкции — диафрагменные диаметром 350—400 мм. Затронет модернизация и коробку передач, изготавливаемую на Смоленском автоагрегатном заводе: внедряется ряд усовершенствований для повышения надежности агрегата; созданы опытные образцы новой шестиступенчатой коробки, рассчитанной на крутящий момент 715 Н·м (73 кг·м); ведется работа над новой раздаточной коробкой и механизмами отбора мощности. Для семейства "Бычок" разработана усиленная передняя ось, рассчитанная на нагрузку 3 т. Совместно с Рославльским автоагрегатным заводом разработан модернизированный рулевой механизм с гидроусилителем. Претерпит измене-

Таблица 1

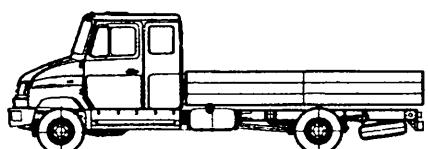
Модель	Тип	База, мм	Габаритные размеры, мм	Двигатель	Грузоподъемность, т	Размеры платформы, мм
ЗИЛ-5301АО	Бортовой	3650	6195×2319×2885	Д-245.12C	3,0	3750×2254×450
ЗИЛ-5301БО	Шасси	3650	6165×2210×2365	Д-245.12C	3,75	—
ЗИЛ-5301ДО	Бортовой, кабина со спальным местом	4250	6795×2319×2885	Д-245.12C	3,0	4385×2254×450
ЗИЛ-5301ЕО	Шасси	4250	6765×2210×2365	Д-245.12C	3,7	—
ЗИЛ-5301ЯО	Бортовой, кабина со спальным местом	4250	6795×2319×2885	Д-245.12C	2,9	375×2254×450
ЗИЛ-5301ЮО	Шасси, кабина со спальным местом	4250	6765×2210×2365	Д-245.12C	3,6	—
ЗИЛ-5310 ТО	Бортовой, двухрядная кабина	4250	7185×2319×2885	Д-245.12C	2,3	3750×2215×450
ЗИЛ-532С1 ГА	Шасси, двухрядная кабина	4250	7165×2210×2365	Д-245.12C	3,0	—
ЗИЛ-432720	Бортовой, 4×4	3340	5530×2475×2810	Д-245.12-90	3,0—3,4	2400×2254×450
ЗИЛ-432722	Шасси, 4×4	3340	5400×2475×2810	Д-245.12-90	3,75	—
ЗИЛ-5301СС	Цельнометаллический фургон	3650	6600×2210×2800	Д-245.12C	2,7	4000×1946×1949



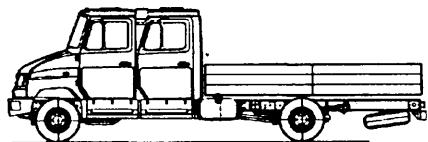
ЗИЛ-432720



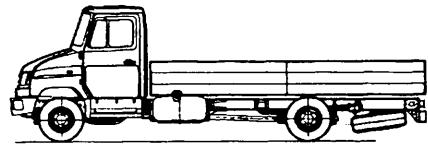
ЗИЛ-5320 АО



ЗИЛ-5320 ЯО



ЗИЛ-5320 ТО



ЗИЛ-5320 ДО



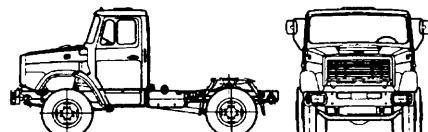
ЗИЛ-5320 СС

ния внешний вид малотоннажных автомобилей: будут внедрены новые капот, облицовка радиатора, бампер, светотехнические приборы.

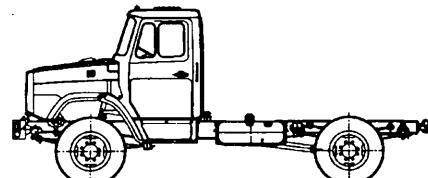
Большое внимание уделяется на заводе проблеме обеспечения качества. В частности, качества заднего моста, рулевого управления, колесно-ступичного узла, системы охлаждения, тормозов. Причем в этой работе участвуют все филиалы ЗИЛа: на заводе в Москве сегодня выполняются лишь штамповка, окраска и сборка автомобилей, а большинство агрегатов изготавливается на входящих в АМО "ЗИЛ" предприятиях в Пензе, Петровске, Рославле, Рязани, Сердобске, Смоленске и др.

Помимо грузовых автомобилей ЗИЛ изготавливает компоненты для других заводов отрасли — ЗМЗ, ПАЗ, КамАЗ, МАЗ, АЗ "Урал" и др., а также запасные части к своим автомобилям. В последнее время возобновлена также работа над новыми легковыми моделями.

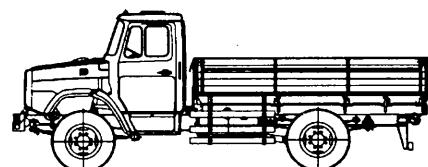
В течение 2003 г. в структуре АМО "ЗИЛ" произошли весьма существенные изменения, которые не замедлили сказаться: по итогам года впервые за последние пять лет получена прибыль; производство автомобилей выросло на 11 %, реализация на 8 %; на рекордную сумму, 480 млн руб., реализовано запасных частей. Нынешнее руководство предприятия не строит чрезмерно амбициозных планов и весьма реалистично оценивает потенциал ЗИЛа, его возможности и нынешнее место на рынке. Выражается это и в политике формирования модельного ряда: делать только те модели, которые могут быть качественно изготовлены и успешно реализованы.



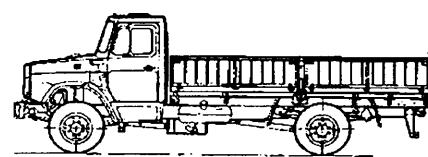
ЗИЛ-442160



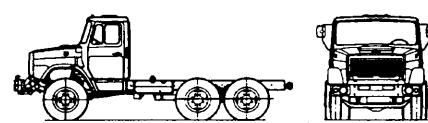
ЗИЛ-494560



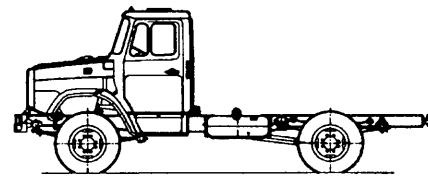
ЗИЛ-433360



ЗИЛ-433110



ЗИЛ-433442



ЗИЛ-433262

Таблица 2

Модель	Тип	База, мм	Габаритные размеры, мм	Двигатель	Грузоподъемность, т	Размеры платформы, мм
ЗИЛ-433360	Бортовой	3800	6755×2500×2660	ЗИЛ-508.10	6,0	3752×2326×575
ЗИЛ-433362	Шасси	3800	6620×2422×2700	ЗИЛ-508.10	6,83	—
ЗИЛ-432930	Бортовой	3800	6755×2500×2660	ММЗ-Д-245.9	6,0	3752×2326×575
ЗИЛ-494560	Шасси само-свальное	3800	6275×2422×2700	ЗИЛ-508.10	7,06	—
ЗИЛ-442160	Седельный тягач	3300	5355×2490×2700	ЗИЛ-508.10	6,4	—
ЗИЛ-433110	Бортовой	4500	7610×2500×2660	ЗИЛ-508.10	6,0	—
ЗИЛ-433112	Шасси	4500	7575×2422×2700	ЗИЛ-508.10	7,5	—
ЗИЛ-433102	Шасси	4500	7550×2422×2700	ЗИЛ-645	6,95	—
ЗИЛ-433440	Бортовой (6×6)	3350 + 1250	7195×2500×2975	ЗИЛ-508.10	3,75	3600×2322×346
ЗИЛ-433442	Шасси (6×6)	3350 + 1250	7186×2420×2760	ЗИЛ-508.10	4,45	—

АВТОМОБИЛЬ С АБС.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ КОНСТРУКЦИИ ПОДВЕСКИ

Д-р техн. наук А.А. РЕВИН,
канд. техн. наук Е.В. БАЛАКИНА

Волгоградский ГТУ

При эксплуатации автомобилей, оборудованных АБС (в более широком смысле — автоматизированной тормозной системой), элементы шасси при торможении всегда нагружаются циклически меняющимися силами. Причем анализ показывает, что величина максимальных этих сил при использовании АБС как второй, так и третьей категорий оказывается больше величины сил, возникающих при торможении "юзом", а частота колебаний сил — пропорциональной частоте срабатывания АБС.

Данный эффект конструкторам автомобилей, в принципе, известен. Его относят к своего рода "издержкам производства". Главное же состоит в том, что АБС позволяет избежать заноса автомобиля.

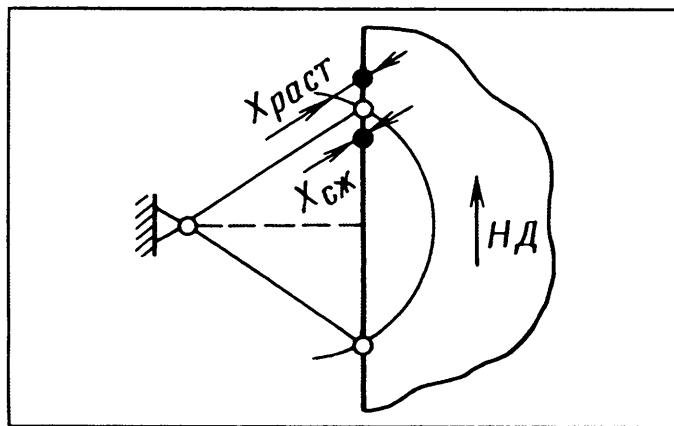


Рис. 1. Кинематическая схема А-образного рычага

Между тем эти "издержки" небезобидны. Циклическое нагружение отрицательно оказывается на условиях работы шарнирных и крепежных соединений упругих, демпфирующих и направляющих элементов подвески и колеса. Из-за чего, во-первых, они подвергаются интенсивному изнашиванию, что при увеличении зазоров в парах изменяет размерные цепи сборочных единиц; во-вторых, при наличии наиболее распространенной схемы А-образных направляющих элементов независимой подвески (рис. 1) передняя и задняя части ее при торможении постоянно подвергаются упругим деформациям, поскольку траектории движений рамных шарниров вокруг колесного шарнира не совпадают с направлением движения кузова. Более того, при росте амплитуд тормозных сил и их знакопеременном характере упругие деформации могут перейти в пластическую зону. Результат — деформация направляющих элементов подвески.

Это хорошо видно из рис. 2, на котором показано, во что превратился верхний рычаг передней подвески одного из легковых автомобилей после установки на него АБС и после интенсивных торможений с больших скоростей движения на дороге с асфальтобетонным покрытием.

Таким образом, опыт доказывает: надежность подвески в целом, ее способность сохранять во времени в установленных пределах значения всех своих параметров при наличии АБС снижаются. Однако тот же опыт свидетельствует: чтобы предупредить отрицательное влияние возникающих в процессе эксплуатации автомобиля с АБС повышенных циклических нагрузок в элементах подвески (следовательно, и на работоспособность автомобиля), есть три возможности. Первая — бортовое диагностирование люфтов в цепи пар износа подвески (например, с помощью датчика АБС); вторая — применение устройств для автоматического регулирования этих люфтов; третья — повышение прочности направляющих элементов. Причем третью направление при создании новых АТС следует считать главным, поскольку первое — это, по существу, работа по принципу "основное — вовремя обнаружить дефект", а второе — компенсация люфтов, но не предупреждение деформаций. И только третью позволяет решить задачу всесторонне.

Один из примеров реализации этого направления — податливые рамные шарнирные опоры направляющих элементов подвески (рис. 3).

Приведенная на рисунке схема продольно-податливой подвески обеспечивает снижение осевых и попечерных нагрузок на А-образные рычаги, разгружает шарниры, а также уменьшает передачу на подпрессоренную массу продольных возмущающих воздействий от неровностей дороги и дает выигрыш, по сравнению с другими вариантами продольной установки упругих элементов, в динамических ходах этих элементов более чем в 2 раза. Рассчитывать на прочность упругие элементы следует, как показали специальные исследования, из условия, что они обеспечивают частоты собственных продольных колебаний кузова в диапазоне

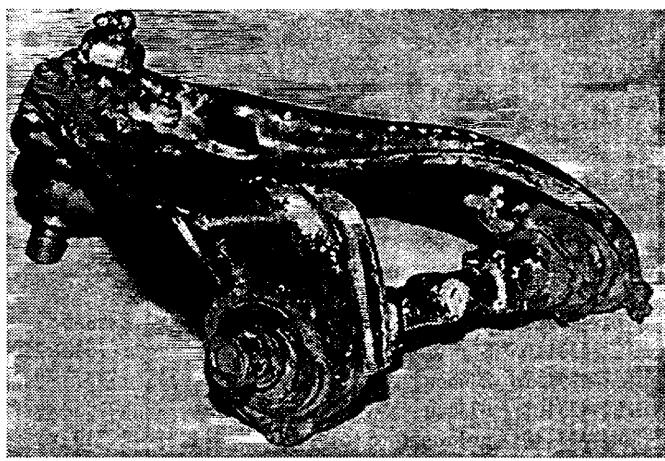


Рис. 2. Деформация верхнего рычага подвески

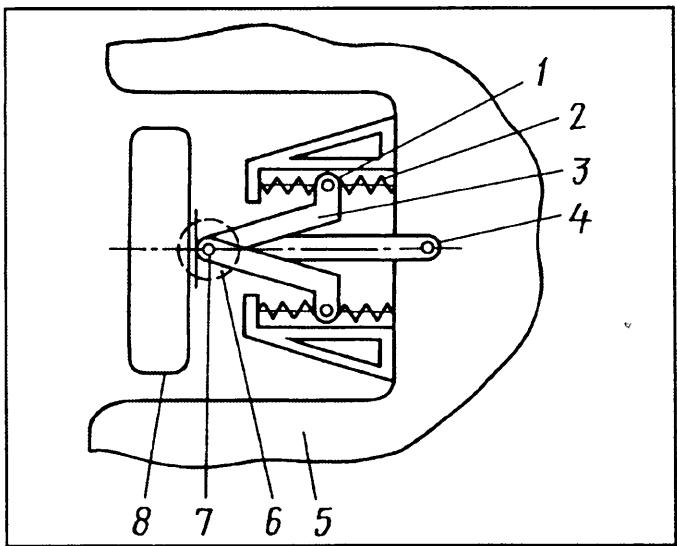


Рис. 3. Кинематическая схема трехпорной, податливой в продольном направлении подвески:

1 — шарнирная опора на раме (подрамнике) автомобиля; 2 — упругий элемент; 3 — направляющий элемент; 4 — ограничительная тяга; 5 — рама (подрамник) кузова; 6 — вертикальная упругодемпфирующая стойка; 7 — колесная шарнирная опора; 8 — колесо

2—2,5 Гц (13—15 рад/с). В таком случае при равномерном движении автомобиль не пересекает "порог снижения комфорта" (по классификации ISO) в продольном направлении. (Очевидно, что эта частота должна быть ниже частоты срабатывания АБС.)

УДК 629.1-43.07.001.29

УПРАВЛЕНИЕ ЛЕСОВОЗНЫМ АВТОПОЕЗДОМ-РОСПУСКОМ

Канд. техн. наук В.С. ФЕЛЬЗЕНШТЕЙН

ОАО "Уралавтоприцеп"

Назначение лесовозного автопоезда-роспуска — перевозка хлыстов и стволов деревьев по дорогам без твердого покрытия. В том числе с заходом на временные дороги лесосек непосредственно к местам лесоповалы, т. е. на лесную "цилинду". И здесь очень важно, чтобы колеса балансирующей тележки шли по колее, прокладываемой колесами тягача. В противном случае резко возрастает сопротивление движению, заметно ухудшается проходимость тягача — со всеми вытекающими отсюда последствиями для эффективности транспортного процесса.

Способ решения проблемы, в принципе, известен. Это управляемая балансирующая тележка, отслеживающая траекторию движения тягача с помощью трособличной крестовой сцепки и выдвижного дышла (рис. 1). Очевидное условие совпадения траекторий движения задних колес тягача и тележки — равенство радиусов R_1 и R_2 , т. е. радиуса поворота геометрического центра

При проведении прочностных расчетов направляющих элементов подвески автомобиля с АБС необходимо, кроме того, учитывать следующие моменты.

1. При выборе материалов для изготовления направляющих элементов подвески целесообразно ориентироваться на те, которые способны выдержать 10^5 — 10^7 циклов нагружения. То есть вести расчет с учетом не только режима использования автомобиля и возмущающего воздействия неровностей дороги, но и верхней границы частоты срабатывания АБС.

2. Дополнительные напряжения нужно выбирать как для симметричной знакопеременной нагрузки.

3. Расчет рекомендуется вести по наиболее неблагоприятной сумме продольных возмущающих сил при торможении, т. е. по формуле $\Sigma F = mg\phi(s) + \Delta P_{wx} + P_k + mgsina$, в которой $mg\phi(s)$ — продольная сила колеса (сила сцепления); ΔP_{wx} — горизонтальная составляющая дополнительной реакции дороги от возмущающего воздействия неровностей; P_k — сила сопротивления качению; mg — сила тяжести; a — продольный уклон дороги; $\phi(s)$ — значение коэффициента сцепления при оптимальном проскальзывании, соответствующем экстремуму кривой $\phi = f(s)$.

Проведенный с учетом перечисленных рекомендаций расчет продольного возмущающего воздействия на направляющие элементы подвески показал: чтобы подвеска при установке АБС на автомобиль не снизила свою надежность, ее элементы нужно рассчитывать на нагрузки, величина которых на 15—20 % больше, чем при отсутствии АБС.

ведущей тележки автопоезда и аналогичного центра балансирующей тележки (точки O_4 и O_3).

Так должно быть. Однако на практике это равенство обеспечивается далеко не всегда. Например, у широко применяемого автопоезда, состоящего из тягача

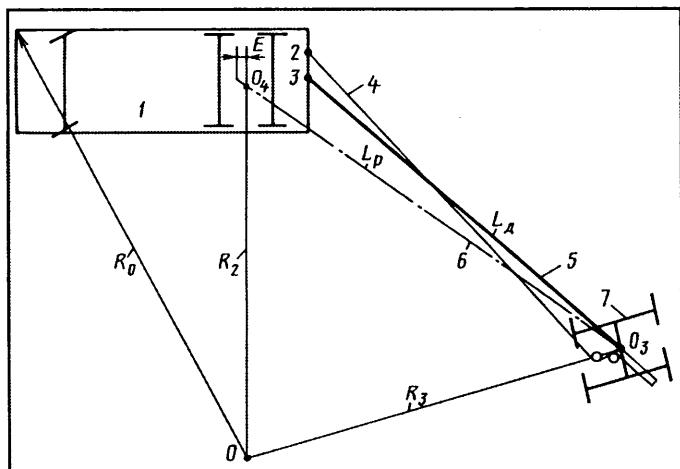


Рис. 1. Схема автопоезда, находящегося в левом повороте:

1 — тягач; 2 — точка крепления троса на тягаче; 3 — точка крепления дышла на тягаче; 4 — трос; 5 — дышло; 6 — продольная ось груза; 7 — балансирующая тележка

КрАЗ-64372 и роспуска ТМЗ-9362 (расстояние между кониками — 12,075 м, общая длина дышла — 12,02 м), отношение фактически реализуемого поворота балансирной тележки к теоретически необходимому составляет, в зависимости от радиуса траектории поворота тягача, 0,33—0,46 (табл. 1). Другими словами, колеса балансирной тележки роспуска перемещаются по колее задних колес тягача лишь в одном случае — при прямолинейном движении автопоезда. Вывод напрашивается сам собой: параметры системы управления балансирной тележкой выбраны неправильно.

Чтобы установить, в чем конкретно состоит данная неправильность, в ОАО "Уралавтоприцеп" разработали математическую модель (систему уравнений) движения автопоезда на поворотах. При выводе уравнений учитывали три ограничения: автопоезд с постоянной скоростью перемещается по дуге постоянного радиуса; боковое смещение и увод шин отсутствуют; трос привода механизма разворота балансирной тележки — нерастяжимый.

Модель просчитывали на ЭВМ с помощью специально разработанной программы "Роспуск". В качестве исходных данных в нее вводили 13 параметров: габаритный радиус R_0 поворота тягача; базу L_t колес тягача; передний свес A_t тягача; продольное смещение E оси коника тягача относительно точки O_2 ; продольное смещение P (рис. 2) точки крепления троса на тягаче

Таблица 1

Угол поворота тележки	Величина, град., угла поворота тележки при R_0 , м				
	13	23	33	43	53
Теоретически необходимый	35,982	16,744	11,155	8,397	6,742
Реализуемый серийной крестовой сцепкой	11,796	6,890	4,869	3,769	3,080
Реализуемый доработанной крестовой сцепкой	35,366	15,486	10,718	8,254	6,730

Таблица 2

Параметр	Значение параметра, м	
	было	стало
c	0,730	1,150
a_1	0,970	0,610
a_2	0,279	0,279
r	0,129	0,080
d	0,100	0,200

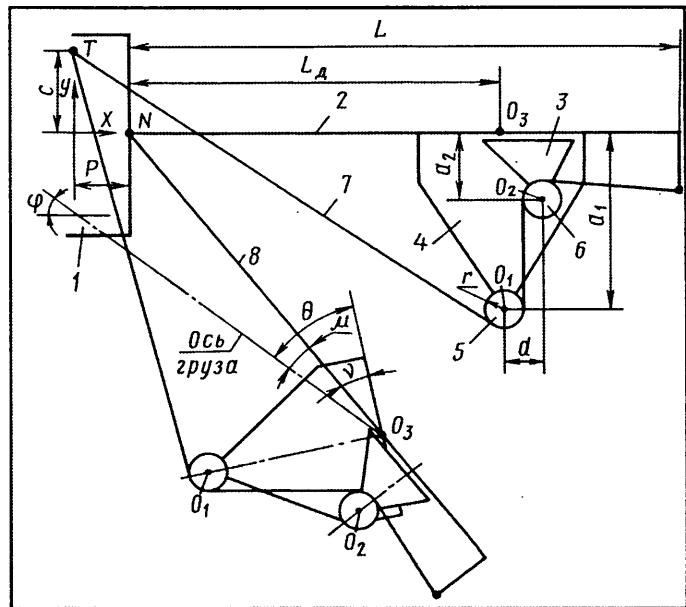


Рис. 2. Расчетная схема:

1 — тягач; 2 — дышло (прямолинейное движение автопоезда); 3 — короб дышла; 4 — рама тележки; 5 — внешний ролик троса; 6 — внутренний ролик троса; 7 — трос; 8 — дышло (движение автопоезда при левом повороте)

относительно точки крепления дышла; поперечное смещение C точки крепления троса на тягаче относительно точки крепления дышла; габаритная ширина B_t тягача; расстояние L_p между осями коников тягача и балансирной тележки; поперечные смещения внешнего (a_1) и внутреннего (a_2) роликов на роспуске; взаимное продольное смещение d этих роликов; радиус r роликов. Для каждого заданного значения R_0 программа определяла: угол φ складывания автопоезда; рабочую длину L_{tp} дышла, т. е. расстояние от оси коника балансирной тележки до оси наконечника дышла, закрепленного на тягаче; угол v поворота дышла; угол μ между дышлом и продольной осью груза; длину L_{tp} одной ветви троса; теоретически необходимый (θ_t) и фактически реализуемый (θ) углы поворота балансирной тележки. Если трос не растяжим, его длина остается постоянной при всех маневрах автопоезда, это условие позволяет найти угол θ как корень трансцендентного уравнения $L_{tp} = f(L_p; L_d; \varphi; \theta; c; a_1; a_2; r; d)$. Зная величины углов θ и θ_t для каждого значения R_0 , не представляет труда оценить качество управления роспуском и откорректировать его, меняя параметры крестовой сцепки. Что и было сделано для упомянутого выше автопоезда КрАЗ-64372+ТМЗ-9362 (табл. 2). В результате получилось: отношение фактически реализуемого угла поворота тележки к теоретически необходимому при $R_0 = 13$ м составило 0,983; при $R_0 = 23$ м — 0,923; при $R_0 = 33$ м — 0,896; при $R_0 = 43$ м — 0,983; при $R_0 = 53$ м — 0,998. То есть колеса тележки роспуска пошли практически по колее задних колес тягача.

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДИЗЕЛЯ С ДВУХСТАДИЙНЫМ ЦИКЛОМ ТОПЛИВОПОДАЧИ¹

Д-р техн. наук В.М. ФОМИН,
канд. техн. наук Г.С. КОРНИЛОВ,
д-р техн. наук В.Ф. КАМЕНЕВ

РУДН, НАМИ

ΔG есть разность между изменениями (ΔH_T^0) энталпии или тепловым эффектом реакции (изменением $T\Delta S_T^0$ связанной энергии). Очевидно, что определить ΔG_T^0 пока можно только по табличным данным значений энталпии и энтропии для индивидуальных углеводородов. Это означает, что в настоящее время вероятность протекания реакций можно оценить только по отдельно взятым углеводородам, входящим в состав дизельного топлива. Однако для решения поставленной задачи необходимы суммарные величины. И здесь нужно исходить из таких соображений.

Деструкция молекул жидких углеводородов идет, что уже давно доказано, несимметрично, и если учесть, что в состав дизельного топлива входят в основном индивидуальные углеводороды с числом атомов углерода в молекуле, равным 10–20, то следует ожидать, что при деструкции этих молекул на легкие и тяжелые образуются молекулы легкие (число атомов углерода 1–7). В отношении их проблем нет: в публикациях есть результаты термодинамических характеристик 280 реакций термического разложения окислительного пиролиза и конверсии нормальных углеводородоварами воды и углекислым газом. Из них можно сделать вывод: для подавляющего большинства соединений на основе C_1 – C_7 температурный интервал, при котором соблюдается условие $\Delta G < 0$ или $K_p > 1$, лежит выше 500 К (223 °C). Это для температурного состояния рабочего тела в цилиндре на завершающей стадии процесса выпуска (при приближении поршня к ВМТ) в широком диапазоне изменения нагрузочных режимов, за исключением режимов холостого хода и малых нагрузок, — норма. Но есть предельно минимальная нагрузка ($P_{e_{\text{пред}}}$, или $\alpha_{\text{пред}}$), ниже которой процесс термического преобразования предварительно поданной дозы топлива по условию дефицита температуры маловероятен. Например, для дизеля Д-240 $\alpha_{\text{пред}} = 3,6$, что соответствует среднему эффективному давлению $P_e = P_{e_{\text{пред}}} = 0,25 P_{e_{\text{ном}}}$ (рис. 3). Очевидно, для дизелей с форсированными рабочими процессами границы изменения $\alpha_{\text{пред}}$ могут оказаться значительно шире — вплоть до режима холостого хода.

Возвращаясь к началу статьи, отметим, что согласно существующим представлениям о механизме деструкции углеводородов их окисление возможно на ранних (низкотемпературных) стадиях с образованием таких активных продуктов, как перекиси и альдегиды. При этом не исключается возможность протеканияreak-

ций, конечными продуктами которых в основном становятся водород и монооксид углерода. Что обусловлено соответствующими температурными условиями в цилиндре и значением коэффициента $\alpha^{\text{ог}}$ избытка окислителя остаточных газов. Следовательно, образование продуктов, выступающих в роли активных центров реакции горения топлива, теоретически возможно и при $\alpha > \alpha_{\text{пред}}$. Но это требует, однако, экспериментальной проверки.

Экспериментальные исследования опытного дизеля с двухстадийным циклом топливоподачи подтвердили возможность того, что его экологические и экономические показатели могут быть существенно улучшены за счет реализации рассмотренного выше способа организации рабочего процесса. Так, на номинальном режиме работы дизеля было зарегистрировано снижение содержания сажи (по шкале Бос) на 45 %, оксидов азота — на 15 %, монооксида углерода — на 1 %, а удельного эффективного расхода топлива — на 5 г (кВт · ч), или на 6,8 г (л. с. · ч). Более того, следует отметить, что регистрируемое на всех нагрузочных режимах улучшение показателей работы дизеля достигалось даже в условиях отсутствия возможности оптимального варьирования величиной предварительной дозы топлива и моментом ее введения в цилиндр вследствие ограниченных технических возможностей эксперимента.

Таким образом, можно считать доказанным: пределы совершенствования рабочего процесса дизеля могут быть существенно расширены. С этой целью необходимо предусмотреть возможность рационального варьирования (управления) величиной и моментом предварительной подачи топлива в зависимости от изменения режимных параметров двигателя с учетом обеспечения необходимых концентрационных и температурных условий в его цилиндрах. В полной же мере потенциальные возможности исследованного способа

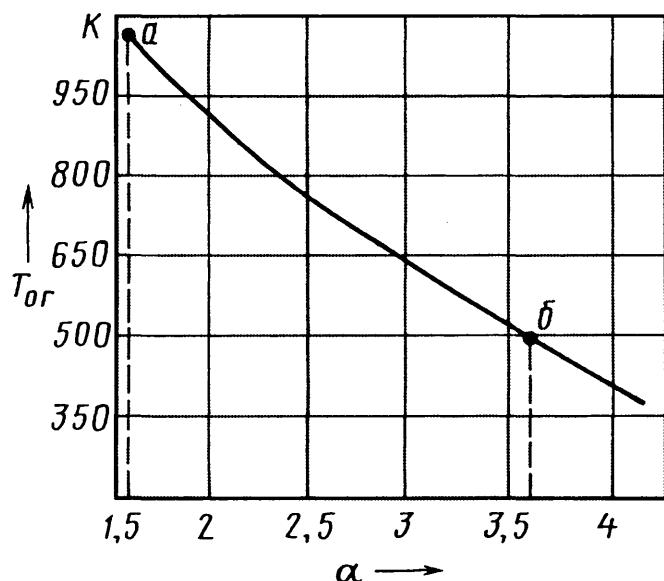


Рис. 3. Зависимость температуры остаточных газов в цилиндре от нагрузочного режима дизеля при прекращении выпуска за 10° п. к. в до ВМТ (а—б — зона термического реагирования углеводородов группы C_1 – C_7)

¹ Начало см. "АП", 2004, № 2 и № 4.

могут быть реализованы при совместном использовании достижений современных методов автоматического управления системами топливоподачи и газораспределения. Это обстоятельство, на наш взгляд, говорит о перспективности развития данного способа в теории и практике современного дизелестроения.

Из всего, что сказано выше, можно сделать следующие выводы.

1. Метод воздействия на кинетические параметры реакционно-активными продуктами термохимического преобразования топлива, которые могут быть получены непосредственно во внутрицилиндровом про-

странстве, — одно из многообещающих направлений совершенствования дизеля.

2. Практическая реализация процесса конверсии топлива может быть достигнута за счет двухстадийной подачи топлива, рационального, с учетом количественного и качественного состава остаточных газов, управления величиной предварительной его дозы и моментом ее введения в цилиндр.

3. Рассмотренная выше концепция организации рабочего процесса может служить основой для разработки перспективных моделей дизелей на базе существующих серийных их моделей.

УДК 621.43

ГАЗОВАЯ СИСТЕМА ТОПЛИВОПИТАНИЯ ДЛЯ ИНЖЕКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗМЗ

Д.В. ПАСЕЧНИК

ООО "ГИГ Инжиниринг"

Цены на бензин растут, что, естественно, увеличивает число сторонников перевода двигателей автомобилей на более дешевое топливо. (Например, у нас в стране цена 1 л сжиженного нефтяного газа в 1,8—2,3 раза ниже, чем 1 л бензина АИ-93.) Способствуют популярности такого топлива и некоторые другие обстоятельства.

Так, октановое число у сжиженного нефтяного газа составляет 98—105 ед., а у сжатого природного — даже 110—130. Следовательно, при работе на любом из них двигатель практически не может выйти на режим детонационного сгорания. Тогда как бензин (особенно, если учесть диапазон качества отечественных бензинов по данному показателю) такой гарантии не дает. Газовое топливо образует с воздухом совершенно однородную топливовоздушную смесь (в ней нет капель), которая не смывает масляной пленки с поверхности цилиндра, что увеличивает ресурс пары "гильза цилиндра — поршневое кольцо".

Казалось бы, при стольких положительных эффектах газовое топливо давно уже должно стать столь же широко применяемым, как и бензины. Однако на практике этого нет. И причин тому несколько. Во-первых, переход на газовое топливо требует установки на автомобиль второй (газовой) системы топливопитания. Что, в общем-то, обходится недешево. Во-вторых, газозаправочные станции пока что есть только в городах, да и там их не так уж и много. В-третьих, большинство АТС, работающих на бензине, — это в основном легковые автомобили. А они в последние годы все чаще оборудуются системами впрыскивания топлива. Существующие системы подачи газового топлива до недавнего времени были карбюраторного типа. Другими словами, перевод на газовое топливо превращает инжекторный двигатель в карбюраторный. Вместе со всеми недостатками последнего.

Инжекторные двигатели ЗМЗ-406—ЗМЗ-409 в этом смысле не исключение. В них газовое топливо пода-

ется в смеситель, расположенный до дроссельной заслонки и создающий дополнительное сопротивление потоку воздуха. Здесь оно в заданной пропорции смешивается с воздухом, а затем через дроссельную заслонку засасывается в рабочий цилиндр двигателя. В итоге топливовоздушной смеси в двигатель поступает меньше, чем это было бы при распределенном впрыскивании топлива.

И еще одно. Система зажигания инжекторных двигателей ЗМЗ, как и большинства аналогичных двигателей других фирм, имеет, по сути, две катушки зажигания, работающие на разные цилиндры, но параллельно. При этом "полезная" искра образуется в цилиндре, где заканчивается тakt сжатия, а "холостая" — в том цилиндре, где завершается тakt выпуска. В случае сбоев в системе зажигания или неплотном закрытии впускного клапана может произойти (и нередко происходит, к сожалению) воспламенение газовоздушной смеси во впускном коллекторе. Со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Как видим, перспективы перевода инжекторных двигателей на газовое топливо — не из числа обнадеживающих. Во-первых, такой двигатель из-за уменьшения коэффициента наполнения цилиндров неизбежно потеряет мощность; во-вторых, из-за несовершенства дозирующей системы он увеличит расход топлива и, следовательно, выброс вредных веществ с отработавшими газами; в-третьих, он становится небезопасным.

Перечисленных недостатков лишена система ГИГ-III впрыскивания газового топлива, разработанная специалистами ООО "ГИГ Инжиниринг". Данная система, как и бензиновая, — с распределенным впрыскиванием, предназначена для двигателей рабочим объемом до 7 л и числом цилиндров до восьми. В ее состав входят (рис. 1): штуцер-форсунка 1, ресивер 2, впускной коллектор 3, дифференциальный редуктор 4, датчик 5 давления газа, газопровод-испаритель 6 газа, электромагнитный газовый клапан 7, выносное заправочное устройство 9, система 10 вентиляции блока арматуры, блок 11 арматуры, газовый баллон 12, газовый инжектор 19, устройство 20 отключения питания бензиновых форсунок, разветвитель 21 газа.

Сжиженный нефтяной газ хранится в газовом баллоне. Баллон заправляется через выносное заправочное устройство. Расходуется газ через блок арматуры

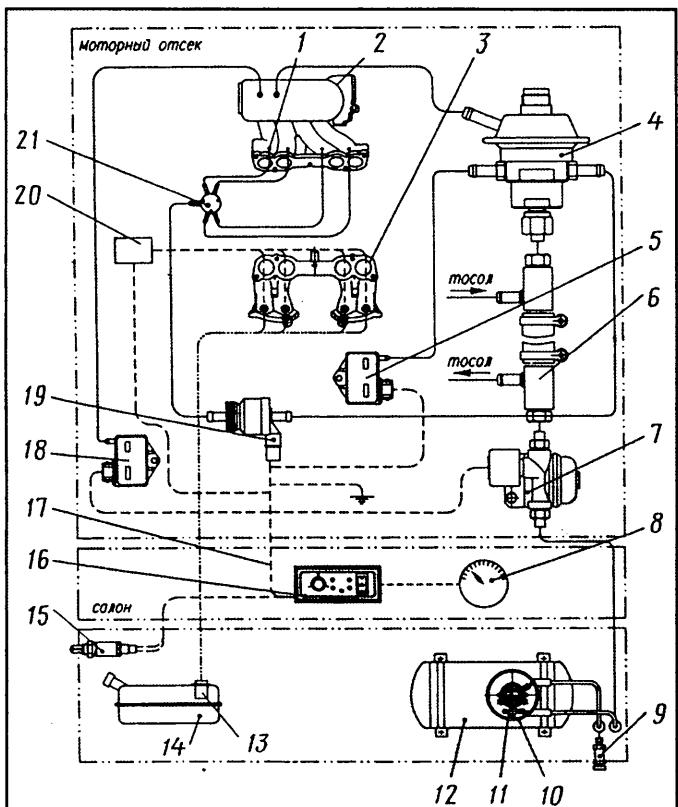


Рис. 1. Схема комбинированной инжекторной топливной системы для двигателей ЗМЗ:

1 — газовая штуцер-форсунка; 2 — ресивер; 3 — впускной коллектор; 4 — дифференциальный газовый редуктор; 5 — датчик давления газа; 6 — газопровод-испаритель сжиженного нефтяного газа; 7 — электромагнитный клапан; 8 — тахометр; 9 — выносное заправочное устройство; 10 — система вентиляции блока арматуры; 11 — блок арматуры; 12 — газовый баллон; 13 — бензонасос; 14 — бензобак; 15 — датчик кислорода (α -датчик); 16 — устройство управления; 17 — жгут проводов; 18 — датчик абсолютного давления во впускном коллекторе; 19 — газовый инжектор; 20 — устройство отключения питания бензиновых форсунок; 21 — разветвитель газа

(мультиклапан), газопровод, электромагнитный магистральный газовый клапан, испаритель, дифференциальный редуктор, дозирующие газовые инжекторы, симметричный разветвитель и штуцер-форсунки. При этом штатные бензиновые инжекторы закрываются с помощью соответствующего устройства.

Принцип работы инжекторной газовой системы основан на подаче дозированной порции газа во впускной коллектор двигателя. Подача — под действием избыточного давления. Она синхронизирована с работой системы зажигания, осуществляется с учетом разрежения во впускном коллекторе и давления газа на выходе дифференциального редуктора. Для этого вакуумная полость редуктора соединена с впускным коллектором, следовательно, дифференциальное давление на газовых инжекторах меняется по тому же закону, что и разрежение в коллекторе. Оно минимально (0,02–0,05 МПа, или 0,2–0,5 кгс/см²) при максимальном разрежении (режим холостого хода) и максимальное (0,2 МПа, или 2,0 кгс/см²) — при минимальном разрежении (режим максимальной мощности при полностью открытой дроссельной заслонке).

Газовые инжекторы открываются и закрываются по сигналу устройства управления, подаваемому при каждом такте всасывания в каждом цилиндре двигателя. Синхронизирующими сигналами служат электрические импульсы, частота которых соответствует удвоенной частоте вращения коленчатого вала двигателя (сигнал с тахометра). Длительность сигнала открытия инжекторов определяет характеристику топливоподачи, которая изменяется с помощью микропроцессорного блока управления со специальным программным обеспечением. Оптимальная регулировочная характеристика топливоподачи обеспечивается алгоритмами программы блока управления на основании информации от датчиков давления газа и датчика абсолютного давления во впускном коллекторе (с корректировкой по сигналам обратной связи от датчика кислорода). При выключении двигателя газовый клапан закрывается, исключая утечку газа из системы. При переводе переключателя устройства управления в положение "Бензин" двигатель переходит на работу от штатной бензиновой системы питания.

Таков, если коротко, порядок функционирования новой системы топливопитания. Теперь об основных ее элементах.

Испаритель предназначен для перевода сжиженного нефтяного газа (пропан—бутан), поступающего из баллона, из сжиженного состояния в газообразное. Газ нагревается охлаждающей жидкостью двигателя, которая омывает металлический трубопровод, расположенный внутри испарителя.

Дифференциальный редуктор (пат. № 2101543, РФ) автоматически регулирует выходное давление газа в соответствии с нагрузкой на двигатель. Управляющим сигналом для редуктора служит разрежение во впускном коллекторе. Оно воздействует на управляющую мембранный редуктора и закрывает клапанную пару при большом разрежении.

В исходном состоянии, т. е. при отсутствии разрежения в коллекторе двигателя, мембранны 8 и 19 (рис. 2) под действием задающей пружины 5 прогибаются вниз, вследствие чего шток 16 смещается в том же направлении, и клапан 14 приоткрывается. Газовое топливо, поступающее под давлением из баллона через газовый клапан, идет в предмембранный полость (камеру) 12. Давление в ней повышается, поэтому мембра 19 прогибается вверх. Клапан 14 закрывается, что приостанавливает поступление газа в камеру 12. По мере расходования газа клапан 14 приоткрывается. Давление газа на выходе редуктора задается регулировочным винтом 3.

Разрежение до $-0,8$ МПа, или $-0,8$ кгс/см², в коллекторе работающего двигателя воздействует на мембранны 8 и корректирует давление на выходе редуктора в зависимости от режима работы двигателя. Например, при больших частотах вращения коленчатого вала и закрытой дроссельной заслонке разрежение в коллекторе полностью обеспечивает закрытие клапана 14, и давление на выходе редуктора отсутствует, газовое топливо в двигатель не поступает. То есть в данном случае обеспечивается принудительный холостой ход без расхода топлива.

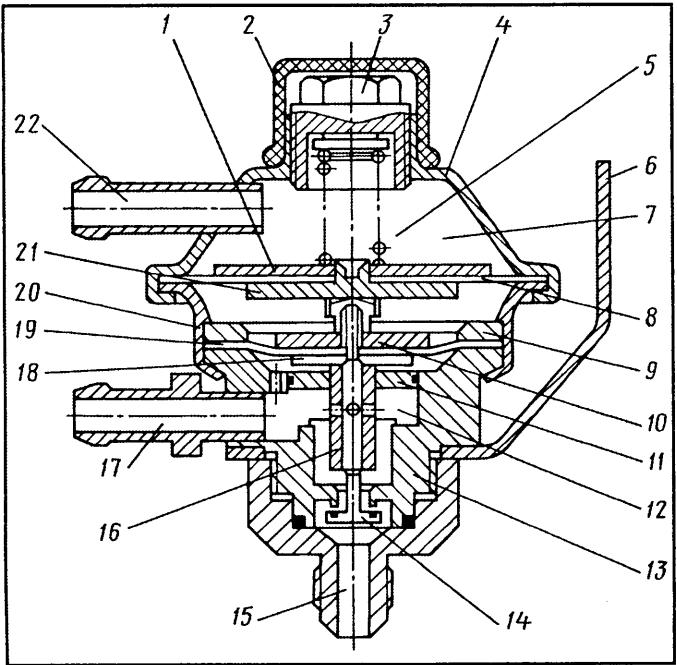


Рис. 2. Дифференциальный редуктор:

1, 10, 18, 21 – диск; 2 – колпачок; 3 – винт; 4 – крышка; 5 – пружина; 6 – кронштейн; 7 – полость; 8, 19 – мембрана; 9 – крепящее кольцо мембранны; 11 – шайба; 12 – подмембранный полость; 13 – корпус; 14 – клапан; 15 – штуцер подвода газа к двигателю; 16 – шток клапана; 17 – штуцер подвода газа от баллона; 20 – обечайка; 22 – штуцер подвода разрежения из впускного коллектора

Электромагнитный инжектор (пат. № 2097596, РФ) – это электромагнитный дозатор (быстро действующий электромагнитный клапан) с заданной пропускной способностью в единицу времени (один такт). Открывается с каждым импульсом системы зажигания, соответствующим моменту искрообразования, дозируя подачу газа во впускной коллектор, и управляемый токовым сигналом от электронного устройства управления.

В корпусе 6 инжектора (на двигателях ЗМЗ их два) размещены (рис. 3): сердечник 12, выполненный из

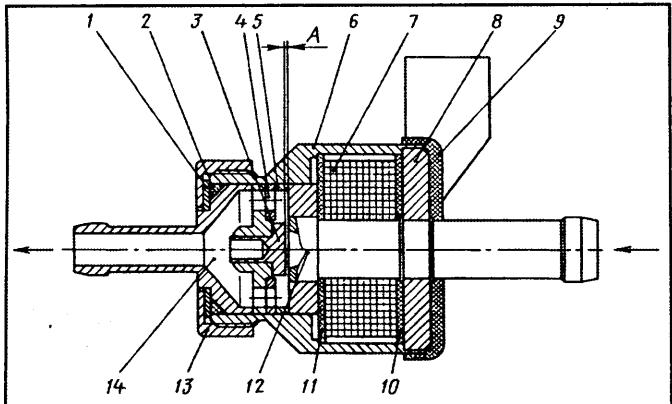


Рис. 3. Газовый инжектор:

1, 8 – шайба; 2 – уплотнительное кольцо; 3 – запирающий элемент; 4 – втулка; 5 – регулировочное кольцо; 6 – корпус; 7 – обмотка; 9 – крышка; 10, 11 – электроизолирующая шайба; 12 – сердечник; 13 – гайка; 14 – выходной штуцер

электротехнической стали; обмотка 7; запирающий подвижный якорь 3 с направляющим штоком, который ходит в направляющей втулке 4 из немагнитного материала. Торцы сердечника и якоря образуют запирающий газовый клапан; втулка 4 имеет отверстия, расположенные вокруг запирающего якоря для прохождения газа в штуцер 14.

Отверстие каждого инжектора открывается и закрывается синхронно с вращением коленчатого вала и движением поршней в цилиндрах. Токовый импульс с блока управления, проходя через обмотку инжектора, притягивает якорь к сердечнику и закрывает клапанную пару, прекращая поток газа. По окончании импульса клапан открывается под действием давления газа, и порция топлива проходит в систему питания.

Конструкция инжектора обеспечивает его малую механическую и электрическую инерционность: отверстие открывается в течение 0,6 мс, закрывается – за 2,5 мс, что позволяет инжектору работать с частотой до 250 Гц.

Датчик абсолютного давления (мод. 45.3829) измеряет с помощью тензорезистивной схемы усиления абсолютное давление во впускном коллекторе двигателя, а **датчик давления газа** (мод. 58.3829) также с помощью тензорезистивной схемы определяет давление на выходе дифференциального редуктора. Оба датчика размещаются на щитке передка моторного отсека и соединяются соответственно с ресивером выпускного коллектора и выходом редуктора. Выходной сигнал этих датчиков изменяется пропорционально давлению и поступает в устройство управления газовой системой, которое рассчитывает дозу впрыскиваемого газового топлива на каждом рабочем такте.

Тензорезистивная схема усиления обоих датчиков измеряет прогиб мембранны под действием давления соответственно во впускном коллекторе и на выходе редуктора.

Микропроцессорное устройство дает команды на открытие электромагнитного дозатора (газового инжектора) по сигналам системы зажигания в каждом цикле работы двигателя, на открытие газового электроклапана и его закрытие при выключении двигателя; автоматически ограничивает максимальную частоту вращения коленчатого вала двигателя; по командам водителя, подаваемым вручную, переключает двигатель с работы на бензине на работу на газовом топливе; отключает, как уже упоминалось, подачу газового топлива в режиме принудительного холостого хода; по сигналам датчика кислорода в отработавших газах регулирует качество газотопливной смеси на режимах холостого хода и частичных нагрузок.

Передняя панель устройства управления системой "ГИГ-III" приведена на рис. 4. На ней размещены: клавишный переключатель 1 вида топлива ("Газ/Бензин"); ручка 8 настройки качества газотопливной смеси; многофункциональная кнопка 7 сервисного режима; светодиодные индикаторы вида топлива (2 – газ, 3 – бензин); светодиодные индикаторы качества газотопливной смеси (5 – бедная смесь, 6 – богатая смесь); разъем подключения компьютера.

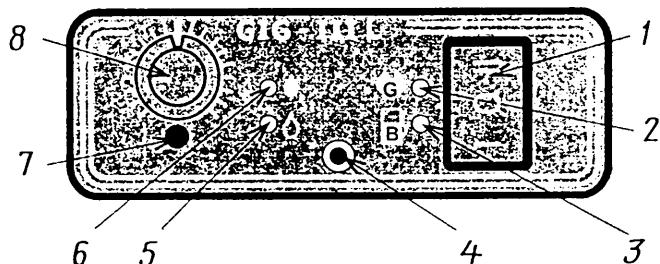


Рис. 4. Передняя панель устройства управления:

1 – переключатель "Газ/Бензин"; 2 – индикатор режима "Газ"; 3 – индикатор режима "Бензин"; 4 – разъем для подключения компьютера; 5 – индикатор "Бедная смесь"; 6 – индикатор "Богатая смесь"; 7 – многофункциональная кнопка; 8 – ручка настройки

Клавишный переключатель вида топлива "Газ/Бензин" имеет три положения, индицируемые соответствующим светодиодным индикатором: "Газ" (желтый светодиод), "Нейтраль" (оба вида топлива отключены, индикация отсутствует) и "Бензин" (зеленый светодиод). Имеется возможность ручного или автоматического "мягкого" переключения на газовое топливо в режиме принудительного холостого хода при условии прогрева двигателя до программно установленной температуры. В случае использования ручного режима переключения пуск двигателя выполняется на том виде топлива, который выбран переключателем "Газ/Бензин".

Двигатель, работающий на холостом ходу на газе, можно выключить, переведя переключатель "Газ/Бензин" в нейтральное положение, но можно и повернуть ключ зажигания в положение "Зажигание выключено".

Ручка настройки служит для регулирования в режиме настройки устройства качества газотопливной смеси в газовой инжекторной системе и при наличии датчика кислорода в условиях штатной эксплуатации не функционирует. Но в таких случаях, как выход из строя датчика кислорода и сбои в работе системы автоматического регулирования качества газотопливной смеси по сигналам датчика кислорода, ручку настройки необходимо установить в среднее положение и при включенном зажигании не менее чем на 3 с нажать многофункциональную кнопку. Затем отпустить ее, и устройство перейдет в долговременный режим работы с возможностью ручной регулировки качества газотопливной смеси. В этом режиме эксплуатации индикации светодиодов "Богатая смесь" и "Бедная смесь" нет.

Светодиодные индикаторы клавишного переключателя выдают информацию о виде используемого топлива в данный момент: если прогретый двигатель работает на газе – индикатор "Газ" светится непрерывно, если на бензине – непрерывно светится индикатор "Бензин". Но он может и мигать, индицируя сервисный режим – режим регулирования устройства. Индикаторы качества смеси (богатая – желтый, бедная – зеленый) служат для индикации качества газотопливной смеси в режиме настройки устройства и контроля автоматического регулирования качества по сигналам датчика кислорода в процессе настройки и эксплуатации газовой инжекторной системы. При правильном функционировании газовой инжекторной системы

индикаторы на режимах холостого хода и частичной нагрузки двигателя моргают с частотой 0,25–2 Гц. Одновременное непрерывное их свечение свидетельствует об отказе датчика кислорода, обрыве информационных проводов или проводов принудительного электроподогрева датчика. Но устройство продолжает работать и обеспечивать дозирование топлива по последней записанной в память информации о качестве газотопливной смеси.

Долговременное прерывистое мигание индикатора богатой смеси свидетельствует о выходе за пределы автоматического регулирования качества газотопливной смеси по причине неправильной настройки газовой инжекторной системы или уходе параметров механических ее элементов за пределы допусков. В этом случае необходимо обратиться в сервисный центр для проведения профилактики. Долговременное непрерывное свечение данного индикатора возможно на режимах работы двигателя, близких к режиму максимальной мощности.

Долговременное прерывистое мигание индикатора бедной смеси свидетельствует о недостаточном количестве газового топлива в баллоне или о плохом его качестве, долговременное непрерывное свечение – о принудительном прекращении подачи газа при работе двигателя в режиме принудительного холостого хода.

Разъем подключения к компьютеру служит для подсоединения устройства с помощью специального адаптера к стандартному Сом-порту IBM-совместимого компьютера, работающего под оболочкой программного обеспечения Win 95/98 для выполнения процедуры контроля работы системы, точной ее настройки, активизации и отмены различных функций.

На задней панели устройства расположены 16-контактный разъем и держатель предохранителя на 5 А.

Газовый электромагнитный клапан предназначен для перекрытия (или открывания) газовой магистрали по сигналам устройства управления. При останове двигателя – автоматически закрывается.

Газовый баллон рассчитан на рабочее давление 1,6 МПа (16 кгс/см²). Фактическое давление не зависит от количества находящегося в нем сжиженного газа, а определяется изменением температуры окружающей среды и составом газа. Баллон оборудован унифицированной расходно-наполнительной и контрольно-предохранительной арматурой (мультиклапан), обеспечивающей его заполнение только на 80 % полного объема.

Выносное заправочное устройство, предназначенное для заправки (наполнения) газового баллона автомобиля на АГНКС, имеет обратный клапан, который открывается при заправке под действием давления поступающего газа и после окончания заправки автоматически закрывается.

Таким образом, в конструкции газовой инжекторной системы "ГИГ" нет смесителя – обязательного атрибута любой из применяемых инжекторной газовой системы. Газовое топливо под избыточным давлением подается через газовые инжекторы непосредственно к впускным клапанам каждого цилиндра. То есть газо-воздушная смесь образуется на впускных клапанах в

момент такта впуска. Следовательно, она не накапливается во впускном коллекторе, что полностью предотвращает ее возможное самопроизвольное возгорание ("хлопок"), так как на любом режиме работы двигателя во впускном коллекторе большого объема находится только воздух. Отсутствие смесителя также играет еще одну положительную роль: мощность бензинового двигателя после его переоборудования на газ не изменяется, поскольку ни один элемент газовой системы не уменьшает штатные проходные сечения впускного тракта, и наполнение цилиндров газовоздушной смесью, как и бензовоздушной, становится максимально возможным.

УДК 629.621.43.62-513.001.57

МОДЕЛЬ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПУСКА ДВС

Д-р пед. наук А.Е. АЙЗЕНЦОН,
канд. техн. наук Ю.В. ГАРМАШ, Е.В. ЛАТАХИНА

Рязанский ВАИ

Как известно, частота вращения коленчатого вала автомобильного двигателя во время пуска при низких температурах значительно снижается. Причин этого две. Во-первых, из-за загустевшего масла возрастает момент сопротивления проворачиванию вала. Во-вторых, вследствие уменьшения емкости и напряжения аккумуляторной батареи снижается мощность, развиваемая стартером, и, значит, создаваемый им крутящий момент. В итоге реальная частота вращения коленчатого вала может не достигать минимально необходимой

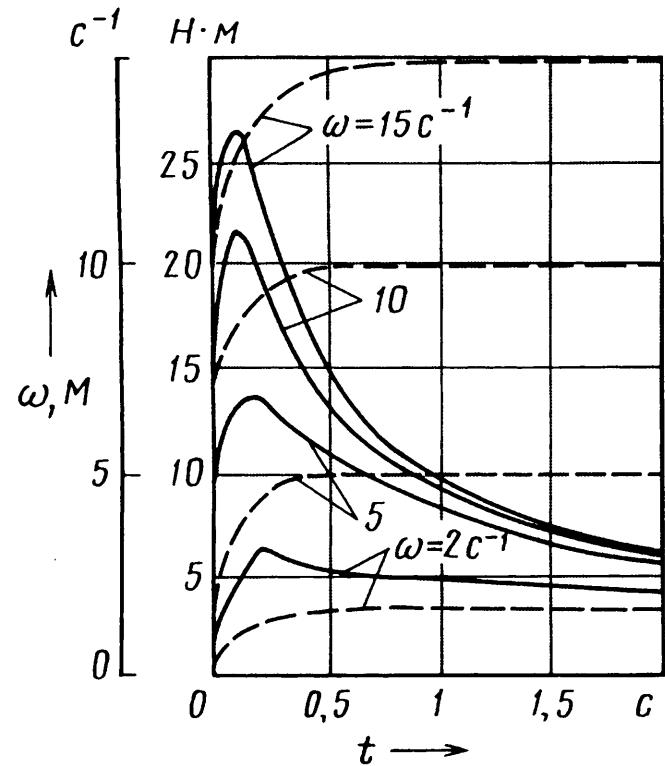


Рис. 1

В системе управления газовой инжекторной системой "ГИГ" применяется микропроцессорный блок, позволяющий точно дозировать газовое топливо, опираясь на показания основных датчиков двигателя, т. е. датчиков положения коленчатого вала, положения дроссельной заслонки, кислорода, абсолютного давления во впускном коллекторе, температуры двигателя и др.

Система и ее элементы серийно выпускаются уже пять лет, сертифицированы в НИЦИАМТе на ряд отечественных автомобилей с инжекторными бензиновыми двигателями. И как показал опыт их эксплуатации, полностью оправдала возлагавшиеся на нее надежды.

(пусковой). Вообще говоря, момент сопротивления во время раскрутки вала стартером несколько уменьшается (рис. 1), так как масло, хотя и незначительно, все же прогревается. Принято считать, что при холодной, но полностью заряженной батарее такого подогрева достаточно, чтобы двигатель с искровым зажиганием пустить за 10 с, дизель — за 15. Тем не менее для повышения надежности пуска на практике применяют предпусковой подогрев, а также устройства, обеспечивающие более интенсивную раскрутку холодного ДВС. Прежде всего — особо мощные стартеры и (или) источники электропитания. Например, подключая к системе пуска дополнительные батареи или, что, по мнению ряда исследователей, наиболее перспективно, конденсаторы большой емкости.

Так, еще несколько лет тому назад В.П. Хортов и его коллеги доказали, что подключение к батарее емкостного накопителя энергии позволяет повысить частоту вращения коленчатого вала в особенно важный, начальный, период пуска ДВС без дополнительной аккумуляторной батареи и даже при сильно разряженной штатной. Причина — в уменьшении эквивалентного внутреннего сопротивления источника электропитания, что во много раз увеличивает ток, который способен отдать такой комбинированный источник электростартеру.

При анализе процесса разряда емкостного накопителя энергии обычно принимают (например, Ю.П. Чижков) средний ток, потребляемый стартером, постоянным. Однако это верно только при условии, что напряжение на аккумуляторной батарее и накопителе энергии равны или отличаются незначительно, а значит, напряжение на стартере в процессе пуска почти не меняется. Как видно из рис. 1, это далеко не optimально. Дело в том, что момент сопротивления прокручиванию коленчатого вала в начале пуска в несколько раз больше установившегося его значения, которого он достигает лишь спустя 1–2 с. Поэтому в первые секунды пуска нужен повышенный крутящий момент, и получить его можно, лишь зарядив накопитель энергии до напряжения большего, чем напряжение батареи. Надо сказать, что Ю.П. Чижков, а также М.Н. Фесенко такую попытку предприняли: они предлагали аккумуляторную батарею и накопитель энергии соединять в начале пуска последовательно. Однако хо-

тя подобное соединение действительно увеличивает напряжение, подаваемое на стартер, но увеличивает и внутреннее сопротивление источника энергии. Кроме того, ими принималось, что при таком соединении напряжение питания стартера увеличивается вдвое, а это, в общем, ничем не обосновано с точки зрения реакции на него последующих компонентов системы пуска.

Более логичным представляется заряжать накопитель до такого напряжения, которое обусловлено не ограничениями выбранной схемы, а количественно проанализированными потребностями самого пуска. И второе: пуск от дополнительных средств следует производить до тех пор, пока напряжение на стартере не уменьшится до напряжения бортовой сети, а далее нагрузку должна брать на себя аккумуляторная батарея.

При таком подходе основные вопросы, с которыми столкнется разработчик системы пуска, сводятся к двум: какой должна быть емкость накопителя и до каких напряжений следует его заряжать?

Чтобы ответить на них, будем исходить из двух обстоятельств.

Первое: напряжение на накопителе энергии может быть доведено (с помощью преобразователя напряжения) до любой величины.

Второе: система комбинированного пуска — система сложная, содержащая как электрические, так и механические элементы (устройства питания и электродвигатель стартера, его вал и коленчатый вал ДВС, связанные через редуктор). Поэтому при ее аналитическом рассмотрении возникает проблема "сшивания" решений, получаемых для каждого из этих элементов. То есть система электропитания должна иметь на выходе напряжение, обеспечивающее ток I электродвигателя стартера. В свою очередь, этот ток должен быть таким, чтобы на валу стартера, соединенного с колен-

чатым валом ДВС через венец маховика, механический момент был не меньше сопротивления прокручиванию коленчатого вала.

Известно также, что момент на валу стартера, т. е. электродвигателя постоянного тока с последовательным соединением обмоток статора и якоря, определяется по формуле № 1 (см. таблицу).

Известно и то, что у большинства стартеров магнитная система входит в насыщение уже при напряжении на клеммах его, равном 7–8 В. Отсюда следует, что и в случае питания от емкостного накопителя с исходным напряжением, превышающим напряжение аккумуляторной батареи, условие насыщения выполняется. То есть магнитный поток Φ можно считать приблизительно постоянным. Тогда изменение тока по времени, исходя из уравнения № 1, будет подчиняться закону, описываемому уравнением № 2. Именно данное уравнение позволяет в общем виде "сшить" механический параметр M с электрическим $I(t)$.

Чтобы конкретизировать "сшивание", нужно, во-первых, знать функции $M(t)$, описывающие изменение момента сопротивления во время раскручивания коленчатого вала при пуске двигателя; во-вторых, преобразовать их в функции $I(t)$; в-третьих, по функциям $I(t)$ подобрать электрическую схему, в которой ток изменяется так же, как в стартерной цепи, т. е. "сшить" систему электропитания и электродвигатель стартера. В итоге — получить математическую модель в виде электрической схемы, эквивалентной реальной электромеханической системе, просчитать варианты режимов ее работы.

Таковы общие теоретические соображения. Попробуем реализовать их на практике.

Очевидно, что функции $M(t)$ при различных установленных частотах прокручивания коленчатого вала

№ формулы	Формула	Примечание
1	$M = cI\Phi$	
2	$I(t) = M(t)/c\Phi = \text{const} \cdot M(t)$	
3	$M(t) = (M_{\max} - M_{\text{уст}})e^{-\alpha t} + M_{\text{уст}}$	
4	$I(t) = (I_{\max} - I_{\text{уст}})e^{-\alpha t} + I_{\text{уст}} = (I_{\max} - I_{\text{уст}})e^{-\alpha t} + I_{\text{уст}}$	
5	$U(j\omega) = \int_0^{\infty} U e^{-j\omega t} dt = U/j\omega$	
6	$I(j\omega) = \int_0^{\infty} I(t) e^{-j\omega t} dt = \int_0^{\infty} (I_{\max} - I_{\text{уст}}) e^{-\alpha t} dt + \int_0^{\infty} I_{\text{уст}} e^{-j\omega t} dt =$ $= \frac{I_{\max} - I_{\text{уст}}}{\alpha + j\omega} + \frac{I_{\text{уст}}}{j\omega} = \frac{j\omega I_{\max} + \alpha I_{\text{уст}}}{j\omega(\alpha + j\omega)}$	
7	$Z(j\omega) = \frac{\alpha + j\omega}{j\omega \frac{I_{\max} + \alpha I_{\text{уст}}}{U}} = \frac{\alpha + j\omega}{j\omega g_{\max} + \alpha g_{\text{уст}}}$	
8	$Z(p) = N(p)/M(p)$	
9	$Z(p) = Z_1(p) + \frac{1}{G_2(p) + \frac{1}{Z_3(p) + \frac{1}{G_4(p) + \dots}}}$	

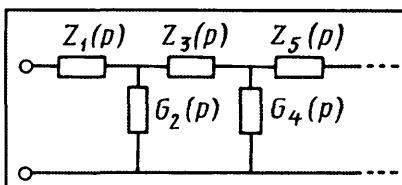


Рис. 2

$$\frac{N(p)|M(p)}{M(p)Z_1(p)} \cdot \frac{M(p)Z_3(p)}{Q_1(p)G_2(p)} \cdot \frac{Q_3(p)}{G_4(p)} \cdots \frac{Q_n(p)}{G_{2n}(p)}$$

Рис. 3

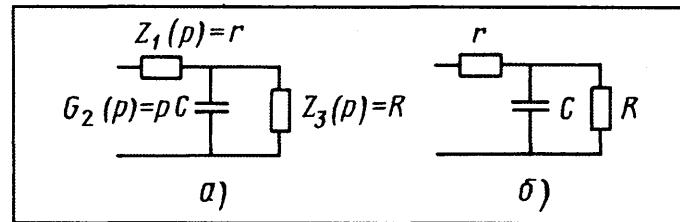


Рис. 4

зависят от типа двигателя, степени изнашивания цилиндроворшневой группы, применяемого масла и т. д. Однако в данном случае будем ориентироваться на рис. 1, т. е. конкретные экспериментально полученные авторами, а также опубликованные в печати зависимости.

Как упоминалось, эти зависимости имеют максимумы, обусловленные разогревом масла в процессе пуска, и только через ~ 2 с после начала прокручивания момент достигает своего установившегося значения $M_{уст}$, соответствующего установившейся частоте $\omega_{уст}$ прокручивания. Такого рода зависимости хорошо аппроксимируются уравнением № 3, в чем нетрудно убедиться, проанализировав рис. 1.

Из этого рисунка, кроме того, следует, что постоянная α аппроксимирующей функции не зависит от

значений M_{max} и $M_{уст}$ и равна ~ 2 с⁻¹. В итоге получаем уравнение № 4, которое и служит основой синтеза эквивалентной схемы замещения электромеханической системы пуска.

Теперь о технологии синтеза данной схемы.

По формуле № 5 подсчитывают спектральную плотность ступенек входного напряжения $U(j\omega)$, а по формуле № 6 — спектральную плотность тока $I(j\omega)$ в цепи. Частное от их деления (формула № 7) дает со- противление $Z(j\omega)$ цепи.

Учитывая, что интеграл прямого и обратного преобразования Фурье соответствует прямому и обратному преобразованию Лапласа, и заменяя $j\omega$ на p , а полиномы $(p + \alpha)$ и $(pg_{max} + \alpha g_{уст})$ — соответственно на $N(p)$ и $M(p)$, получаем более компактную формулу № 8.

Зная из теории синтеза электрических цепей, что выражение $Z(p)$ можно записать в виде цепной дроби (формула № 9), составляющие $Z_k(p)$ и $G_k(p)$ которой представляют собой изображения элементов электрической схемы, приведенной на рис. 2, определяем составляющие схемы рис. 3 последовательным делением по формуле № 9.

Результат такого деления — синтезированная цепь (рис. 4, а), а затем и электрическая принципиальная эквивалентная схема (рис. 4, б) замещения системы "стартер—коленчатый вал ДВС".

Данная схема может служить основой для последующего расчета режимов работы электромеханической системы. Она универсальна. В том смысле, что позволяет рассчитывать режимы для различных сочетаний механических и электрических свойств системы пуска, определяющих установившуюся частоту вращения коленчатого вала двигателя.



Читатель предлагает

УДК 629.113/.115.621.43

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЙ И ЭКОНОМИЧНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Канд. техн. наук А.А. ЯЦЕНКО

Северо-западный ЗТУ

КПД и экологические характеристики ДВС можно повысить, например, если воспользоваться схемой, приведенной на рисунке. В данную схему входят ротор 3, в котором размещены камеры сгорания 4 и который жестко наложен на вал 6, вращающийся вместе с ротором; устройство кинематической связи вала поршневого компрессора 1 с валом 6; полость 17, соединенная встык с полостью 18 нагнетательного трубопровода компрессора и через каналы 5 — с камерами сгорания 4; воздушные клапаны 7 камеры сгорания, каждый из которых способен открываться при

подаче сжатого воздуха в камеру и закрываться при горении топлива; четыре (по числу камер сгорания) полости 16, соединенные с одной стороны каналом 9 с камерой сгорания 4 и заканчивающиеся форсункой 8 впрыскивания топлива, а с другой — с радиальным каналом 15 и через полость уплотнительного кольца 14 — с трубопроводом 13, идущим к топливному насосу.

Система уплотнительных колец 12 неподвижна по отношению к врачающемуся валу 6. Герметичность выпускных клапанов 19 обеспечивается пружины, усилие которых выбирается таким образом, чтобы клапан оставался закрытым при заданном давлении топливо-воздушной смеси и открывался при повышении давления в камере в момент сгорания топлива.

Параллельно плоскости ротора расположены неподвижные токонесущие шины 11, при контакте с которыми между электродами свечи зажигания 10 образуется искра.

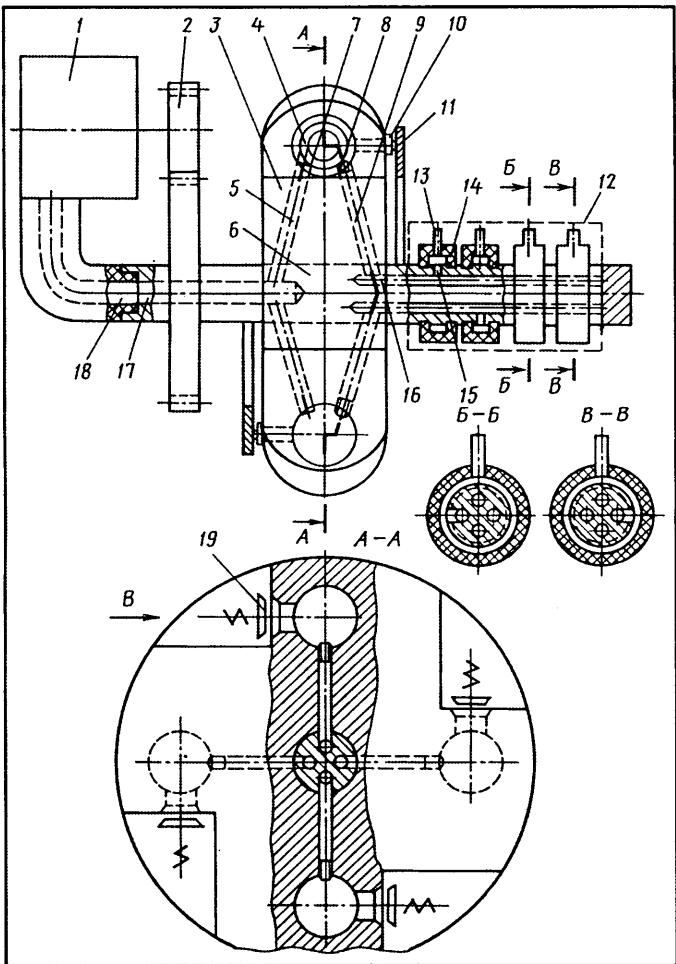


Схема двигателя внутреннего сгорания:

1 — поршневой компрессор; 2 — кинематическая связь между валом компрессора и валом двигателя; 3 — ротор двигателя; 4 — камера сгорания; 5 — канал для подачи сжатого воздуха в камеру сгорания; 6 — вал двигателя; 7 — воздушный клапан; 8 — форсунка; 9 — топливный канал; 10 — свеча зажигания; 11 — токонесущая шина; 12 — система уплотнительных колец; 13 — топливный трубопровод; 14 — уплотнительное кольцо; 15 — радиальный канал; 16 — полость для подачи топлива; 17 — полость вала для подачи сжатого воздуха; 18 — нагнетательный трубопровод компрессора; 19 — выпускной клапан

Двигатель работает следующим образом.

При вращении его вала 6 (например, от пускового устройства, которое на рисунке не показано) приходит во вращение вал компрессора 1. Сжатый воздух по нагнетательному трубопроводу 18, полость 17 и каналы 5, откав воздушные клапаны 7, поступает в камеры сгорания 4. Одновременно включаются топливные насосы. Они по трубопроводам 13, полостям уплотнительных колец 14, радиальным каналам 15, полостям 16 и каналам 9 подают топливо, которое через форсунки 8 впрыскивается в те же камеры сгорания. Топливовоздушная смесь воспламеняется (двигатель с искровым зажиганием) либо самовоспламеняется (дизель). Под давлением продуктов горения воздушные клапаны 7 закрываются, а выпускные клапаны 19 — открываются. Возникающая реактивная сила вращает ротор 3 вместе с валом 6 и, через кинематическую связь 2, — вал компрессора 1.

Частота вращения вала двигателя регулируется путем последовательного включения в работу одной, двух и т. д. камер сгорания. Чтобы в них давление сжатого воздуха было постоянным, кинематическая связь между валами двигателя и компрессора выполнена таким образом, что в полости вала сохраняется заданное давление сжатого воздуха — вне зависимости от его расхода при различных частотах вращения вала двигателя.

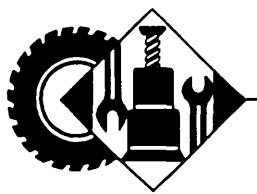
Теперь о том, что дает такая схема.

Известно, что экономичность двигателя оценивается его эффективным КПД, характеризующим качество использования теплоты, потенциально содержащейся в топливе, а также тепловые и механические потери. То есть эффективный КПД равен произведению термического и механического КПД. Причем первый определяется степенью сжатия двигателя: при ее повышении возрастает доля теплоты, превращаемой в полезную работу. Однако повышение степени сжатия в современных ДВС представляет серьезную техническую проблему. Дело в том, что путь здесь один — уменьшение объема камеры сгорания. Но при этом существует предел, ниже которого нарушается процесс горения топлива. Можно, в принципе, пойти и по пути увеличения объема цилиндра. Но это приведет к увеличению размеров и массы двигателя, что крайне нежелательно.

Предлагаемый вариант ДВС решает вторую из названных проблем с помощью поршневого компрессора. Последний позволяет создавать сколь угодно высокие давления сжатого воздуха в камерах сгорания при их оптимальных объемах. (Кстати, заметим: для повышения степени сжатия более 15—20 поршневые компрессоры — в настоящее время являются единственным приемлемым и возможным способом.)

Это хорошо известно. Но не все принимают во внимание, что поршневой ДВС можно рассматривать как механизм, работающий одновременно и как компрессор, и как двигатель. Например, в случае четырехтактного четырехцилиндрового двигателя два его цилиндра работают, по сути, в режиме компрессора (такты всасывания и сжатия), а два — в режиме двигателя (рабочий ход и выхлоп). В предлагаемой вниманию читателей схеме два цилиндра заменяются ротором с камерами сгорания, а два других, с рабочими характеристиками серийных ДВС, остаются прежними. Итог: механический КПД двигателя возрастет на 10 %. Если же применить одноцилиндровый компрессор, механический КПД возрастет еще больше.

И второе. В современных ДВС частоту вращения коленчатого вала регулируют путем изменения количества подаваемого топлива. Это приводит к тому, что в процессе его горения образуются канцерогенные продукты (оксиды азота, углерода и др.). В предлагаемом же варианте реализуется постоянное и оптимальное, с точки зрения экологии, соотношение топлива и воздуха в камерах сгорания, а частота вращения вала регулируется путем изменения числа последовательно включаемых в работу камер сгорания — при сохранении в них наиболее выгодного (скажем, стехиометрического) состава топливовоздушной смеси.



АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 629.4.047.2

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЙ СИГНАЛ ТОРМОЖЕНИЯ: УКРАШЕНИЕ ИЛИ НЕОБХОДИМОСТЬ?

Д-р техн. наук К.М. ЛЕВИТИН

Опытные автомобилисты помнят: первые дополнительные сигналы торможения появились на легковых автомобилях примерно 15 лет тому назад. В Россию они "пришли" из США и Западной Европы. Воспринимали их неоднозначно: одни считали, что такие сигналы повышают активную безопасность АТС в транспортных потоках, другие — что это своего рода украшательство. Однако время все расставило по своим местам. Анализируя опыт многочисленных ДТП, эксперты ООН пришли к выводу о целесообразности оснащения дополнительными сигналами торможения всех легковых автомобилей и микроавтобусов. В итоге уже в 1994 г. в Правилах № 7 ЕЭК ООН появились дополнения, нормирующие светотехнические и цветовые характеристики дополнительных сигналов: такой сигнал, как и основные, должен излучать красный свет, а его минимальная осевая сила света не может быть меньше 25 кд.

Несколько позднее были приняты и Правила № 48 ЕЭК ООН, определяющие, что дополнительный сигнал устанавливается выше основных сигналов торможения — на уровне заднего стекла (сверху или снизу) или в заднем спойлере автомобиля. При этом он дол-

жен быть один и располагаться по центру автомобиля. Наконец, Правила № 48 с 1996 г. сделали обязательной установку дополнительного сигнала торможения на все новые легковые автомобили, выпускаемые в Европе.

Наша страна в этом отношении несколько запаздывает: дополнительный сигнал автозаводы ставят пока лишь на последних моделях (ВАЗ-2110, ВАЗ-2111, ВАЗ-2115, ГАЗ-3110). Что, конечно, не способствует снижению числа таких типичных ДТП, как наезды сзади в транспортных потоках, которые с каждым годом становятся все плотнее.

Чтобы убедиться, насколько важна роль дополнительного сигнала торможения как средства повышения активной безопасности, рассмотрим плотный однородный, образующий колонну транспортный поток, который состоит из легковых автомобилей (рис. 1). Стандартные сигналы торможения, подаваемые автомобилем — "лидером", видят только водитель следующего за ним автомобиля. Хотя через лобовые и задние стекла любой из водителей автомобилей колонны способен видеть несколько (до пяти—семи и более) движущихся впереди автомобилей. Но если на уровне задних стекол загорается дополнительный сигнал, водитель, естественно, видит и его. В итоге получает возможность вовремя отреагировать на изменение обстановки.

Так, исследования показали: если в колонне начинается торможение и впереди идущие автомобили оборудованы дополнительным сигналами торможения, то у водителя пятого по отношению к начавшему тормозить автомобилю ("лидеру") почти на 40 % увеличивается "запас времени реакции". То есть он может начать торможение не экстренно, а заблаговременно. Хотя и не видит включенных на "лидере" основных сигналов торможения. У водителя третьего автомобиля, следующего за "лидером", также появляется дополнительное время, равное ~30 %. И даже у водителя автомобиля, следующего непосредственно за "лидером", за счет лучшего восприятия "системы тормозных сигналов", состоящей уже из трех, а не двух стоп-сигналов, появляется ~15 % дополнительного времени.

В случае смешанного потока, состоящего из легковых и грузовых АТС, ситуация не проще. Допустим, что за легковым автомобилем — "лидером" следует грузовой автомобиль капотной компоновки (рис. 2). Если на легковом автомобиле нет высоко расположенного сигнала торможения, водитель грузового автомобиля, идущего слишком близко к "лидеру", не увидит "штатных" сигналов торможения. Со всеми вытекающими отсюда последствиями. И наоборот, если дополнительный сигнал торможения есть, вероятность своевременно увидеть, что "лидер" тормозит, выше.

Многие владельцы легковых автомобилей, зная все это, ставят на них дополнительные сигналы торможе-

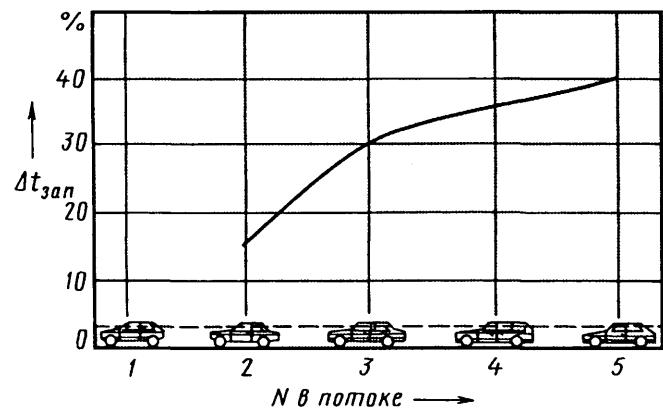


Рис. 1

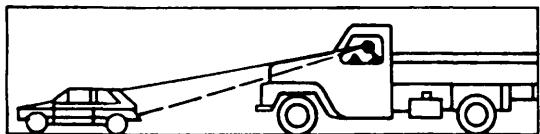


Рис. 2

ния самостоятельно. Тем более что сейчас приобрести такой сигнал на рынке автотринадлежностей нетрудно: здесь такие сигналы, как говорится, на любой вкус. Но со "вкусом" в данном случае, к сожалению, как раз не все в порядке. Испытания подобных фонарей нескольких типов показали: большинство из них по своим характеристикам не соответствуют требованиям Правил № 7 ЕЭК ООН и российским стандартам. Исключение — фонари, установленные на серийных автомобилях ВАЗ и ГАЗ, а также фонари германской фирмы "Хелла". Неплохие дополнительные сигналы торможения выпускают также рязанские предприятия, в частности "Аутомотив Лайтинг", "Геркон-Авто" и

Вязниковский завод осветительной аппаратуры. В них в качестве источников света использованы не лампы накаливания, которые служат 150—200 ч, а не боящиеся вибраций светодиоды, срок службы которых составляет 8—10 тыс. ч. Например, фонарь ООО "Аутомотив Лайтинг" выполнен в виде плоской планки размером 270×30×30 мм; состоит из 14 светодиодов и светофильтра красного цвета; масса — 120 г.

Размещают его в верхней части заднего стекла автомобиля.

И еще одно замечание, которое должны учитывать автовладельцы и ГИБДД: тонированное заднее стекло несовместимо с дополнительным сигналом торможения.

УДК 629.621.43.001.004

БЕСТОРМОЗНАЯ ОБКАТКА ДИЗЕЛЯ

Канд. техн. наук Ю.В. РОДИОНОВ

Пензенский ГУАС

Традиционная технология бестормозной обкатки новых и отремонтированных автомобильных ДВС довольно сложна и дорогостояща. Уже хотя бы потому, что для ее реализации требуется тормозной стенд. Между тем при диагностировании двигателей, определении их эффективной мощности и мощности механических потерь на практике давно и успешно используется метод разгона и выбега частоты вращения коленчатого вала. Данный метод, как показали эксперименты, можно применять и для горячей обкатки, поскольку инерционные силы, возникающие при изменении частоты вращения коленчатого вала на неустановившихся бестормозных скоростных режимах, по сути, играют ту же роль, что и силы, создаваемые тормозным стендом. Важно лишь правильно выбрать циклические режимы увеличения и уменьшения частоты вращения, т. е. законы управления топливоподачей. Более того, на неустановившихся режимах интенсивность изнашивания (приработка) основных подвижных сопряжений двигателя в несколько раз больше, чем в случае с приработкой на тормозном стенде. Поэтому метод обкатки в бестормозных неустановившихся режимах, максимально приближенных к эксплуатационным, — это реальная возможность повышения качества приработки деталей двигателя и ее ускорения.

Метод бестормозной обкатки базируется на хорошо известных закономерностях. В частности, на том, что динамические свойства двигателя подчиняются уравнению, составленному в соответствии с принципом Даламбера: $Id\omega/dt = M_e - M_c$. (В нем I — приведенный к коленчатому валу момент инерции движущихся масс; $d\omega/dt = \varepsilon$ — угловое ускорение коленчатого вала; M_e , M_c — соответственно эффективный крутящий момент и момент сопротивления прокручиванию коленчатого вала.)

При отсутствии внешней нагрузки, очевидно, $M_e = M_i$, а $M_c = M_m$, т. е. эффективный крутящий момент представляет собой индикаторный крутящий мо-

мент, а момент сопротивления прокручиванию коленчатого вала — момент механических потерь в двигателе. При установившемся скоростном режиме холостого хода ($\omega = \text{const}$) $Id\omega/dt = 0$, т. е. крутящий момент затрачивается только на преодоление механических потерь в двигателе, другими словами, $M_i = M_m$. В случае увеличения подачи топлива равенство нарушается, вследствие чего в системе возникает угловое ускорение ε , а следовательно, и направленный противоположно ему инерционный нагрузочный динамический момент $M_h^d = I\varepsilon$, соответствующий мгновенному крутящему моменту при свободном разгоне двигателя на заданном скоростном режиме. Но так как значение приведенного момента инерции для данной конкретной модели двигателя постоянно, то величина M_h^d определяется величиной углового ускорения ε . Значит, нагружение двигателя моментом сил инерции будет тем значительнее, чем с большим угловым ускорением ε он разгоняется. И наоборот, максимальному значению нагрузочного динамического момента соответствует наибольшее ускорение разгона.

При окончании разгона и стабилизации частоты вращения коленчатого вала нагрузочный динамический момент становится равным нулю, и для повторения цикла нагружения необходимо возвратиться к исходной частоте вращения, снизить подачу топлива в цилиндры двигателя. Другими словами, чтобы нагрузки сделать динамическими, необходимо обеспечить колебательное изменение частоты вращения коленчатого вала.

Величина и характер распределения по деталям и сопряжениям динамических нагрузок, возникающих при работе двигателя на неустановившихся режимах, как показывает анализ, близки к соответствующим тормозным режимам. Оптимальным законом изменения M_h^d считается прямоугольный или близкий к нему закон, что позволяет в любой момент времени разгона или выбега измерить амплитудное значение нагрузки с помощью измерителей мгновенных ускорений (например, измерителя ИМД-ЦМ), которые широко применяются для диагностирования технического состояния ДВС.

Комплекс последовательных тактов разгона и выбега инерционной системы образует цикл динамическо-

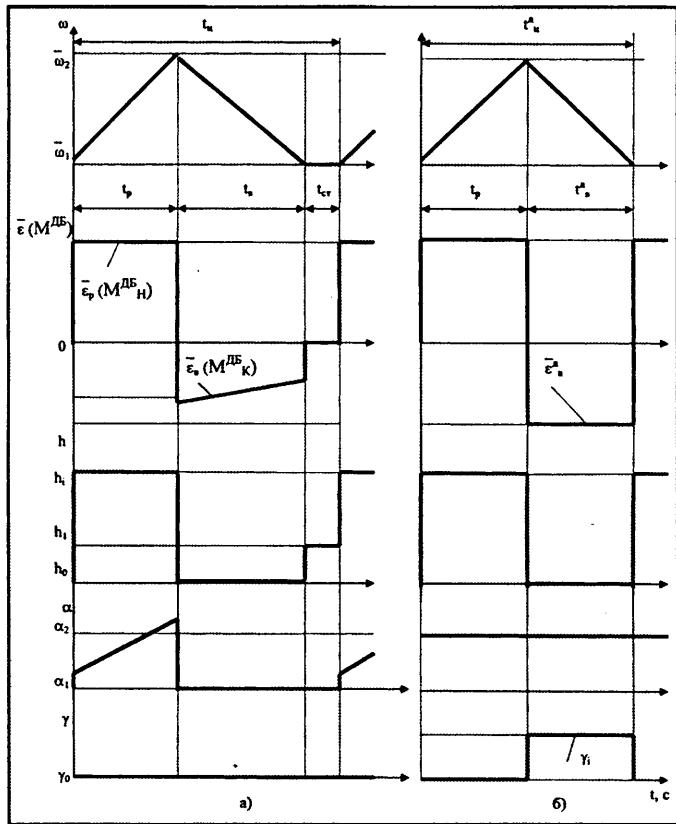


Рис. 1

го нагружения сопряжений ДВС. Многократное повторение циклов в заданном интервале изменения ε с разными значениями нагрузочного и крутящего динамических моментов на ступенях обкатки под нагрузкой обеспечивает приработку сопряжений ДВС и является сущностью рассматриваемого способа обкатки.

В настоящее время данный способ отработан применительно как к дизелям, так и двигателям с искровым зажиганием. В частности, для дизеля исследованы два варианта управления топливоподачей (рис. 1): с воздействием на рейку ТНВД (перемещение h) и с воздействием на рычаг регулятора частоты вращения коленчатого вала и дроссельную заслонку, установленную в системе выпуска отработавших газов.

В ходе экспериментов установлено: обкатку дизелей целесообразно выполнять с постоянным крутящим моментом при разгоне. Почему — понятно: тakt выбега (падение частоты вращения коленчатого вала после "броса газа") имеет пониженную эффективность вследствие меньших газовых нагрузок, обусловленных процессами сжатия, и большую продолжительность, что увеличивает время цикла динамического нагружения и обкатки в целом. Поэтому при выбеге желательно использовать индикаторные нагрузочные циклы, осуществляемые, например, дросселированием газов на выпуске (рис. 1, кривая 5). Это, как показывают исследования, позволит увеличить газовые нагрузки и в 2–3 раза уменьшить продолжительность цикла.

Таковы теоретические основы бестормозной обкатки. Практически они реализуются с помощью стенда,

функциональная схема которого приведена на рис. 2. Процесс обкатки на нем дизеля 4 состоит из трех этапов.

Первый этап — холодная обкатка с шестиступенчатым (каждая ступень продолжительностью 10 мин) ростом частоты вращения коленчатого вала и давления впуска; ступень № 1 — 600 мин⁻¹, 0,1 МПа; № 2 — 900 мин⁻¹, 0,1 МПа; № 3 — 1450 мин⁻¹, 0,1 МПа; № 4 — 1450 мин⁻¹, 0,12 МПа; № 5 — 1800 мин⁻¹, 0,15 МПа; № 6 — 2200 мин⁻¹, 0,2 МПа.

Перед началом холодной обкатки включают передачу в коробке 3 передач, обеспечивающую требуемую для первой ступени холодной обкатки частоту вращения коленчатого вала, а рычаг регулятора 6 частоты вращения — в положение прекращения подачи топлива (положение "Стоп"). Затем выключают муфту 2 сцепления, включают электродвигатель 1 и плавно — муфту сцепления. При этом начинается прокрутка коленчатого вала с частотой вращения 600 мин⁻¹. По истечении 10 мин выключают муфту сцепления, включают следующую, более высокую передачу и, плавно включив муфту сцепления, выполняют вторую ступень обкатки. Точно так же проводят третью ступень.

После завершения третьей ступени переключатель 38 переводят в положение, при котором его контакты 39 и 40 размыкаются, а контакты 41 и 42 замыкаются, благодаря чему включается третий (35) исполнительный механизм. Он поворачивает перепускную заслонку 34 на определенный угол, задаваемый регулятором 36 хода втягивания рабочего органа. Затем включают источник 31 сжатого воздуха и выполняют четвертую ступень обкатки. При этом сжатый воздух из источника 31 (обратный клапан 30 открыт) и воздух, нагретый от сжатия в цилиндрах, поступают в ресивер 29, создавая в нем избыточное давление, задаваемое регулятором 33, а из ресивера — с определенной степенью рециркуляции подаются во впускной коллектор дизеля, повышая в нем давление до 0,12 МПа. Под действием давления впускной обратный клапан 37 закрывается, увеличивая тем самым газовые нагрузки на сопряжения дизеля.

Последующие ступени выполняются аналогично, с той лишь разницей, что чем выше номер передачи, тем выше давление в ресивере и степень рециркуляции.

На каждой ступени по ваттметру 26 контролируют поступающую от источника 27 мощность, затрачиваемую на прокрутку, по измерителю 14 через датчик 13 — частоту вращения коленчатого вала и по манометру 32 — давление в ресивере 29, при необходимости корректируя его регулятором 33.

В конце последней ступени холодной обкатки отключают источник 31 сжатого воздуха, переключатель 38 устанавливают в положение, соответствующее замкнутым контактам 39 и 40 и разомкнутым контактам 41 и 42. При этом третий (35) исполнительный механизм выключается, перепускная заслонка 34 закрывается. Затем регулятором 33 снижают давление в ресивере до атмосферного, рычаг регулятора 6 частоты вращения коленчатого вала переводят в рабочую зону, пускают дизель. То есть начинают второй этап — горячую обкатку дизеля на холостом ходу.

Под действием разрежения воздуха на тактах впуска открывается впускной обратный клапан 37. Отработавшие газы ДВС проходят через отключенный механизм 12 увеличения индикаторной нагрузки, ресивер и регулятор давления в систему 28 отвода отработавших газов. Здесь в течение 5 мин на режиме максимального холостого хода проверяют работоспособность топливной системы.

Третий этап — горячая обкатка с динамическим нагружением. Она может состоять из двух и более ступеней. Например, для дизеля Д-240 их было две — с ускорениями разгона, равными 135 и 180 с^{-2} . Продолжительность каждого — 10 мин. Интервал частот вращения коленчатого вала — от 1600 (нижний предел) до 2200 мин^{-1} (верхний предел).

Перед началом первого этапа немногого (на 0 — $0,1 \text{ МПа}$) регулятором повышают давление в ресивере и включают переключатель 25. При этом с измерителя частоты вращения на первые входы компараторов 17 и 18 подается напряжение, соответствующее максимальной частоте вращения и превышающее значения напряжений, соответствующих нижнему и верхнему пределам интервала изменения частоты вращения коленчатого вала, установленных блоком регулировок 16. В результате на выходах компараторов формируются положительные потенциалы, способствующие открыванию транзистора 19 и тиристора 20, подаче напряжения на блок управления 22 и включению коммутатора 23. Напряжение с шины 24 питания источника переменного тока (220 В) через коммутатор 23, выключатель 25 и замкнутые контакты 39 и 40 переключателя 38 подается на исполнительные механизмы 8, 9 и 35. При этом рабочий орган первого (8) исполнительного механизма перемещает рейку (дозатор) ТНВД 7 в положение, соответствующее выключеной подаче топлива. Коленчатый вал, вращаясь по инерции за счет накопленной деталями (в основном маховиком) кинетической энергии, создает такт выбега. Одновременно с этим второй (9) исполнительный механизм включает механизм 12 увеличения индикаторной нагрузки, обеспечивающей противодавление на выпуск, а третий (35) исполнительный механизм полностью открывает перепускную заслонку 34. Отработавшие газы из ресивера поступают во впускной коллектор и далее в цилиндры дизеля под избыточным давлением, закрывают впускной обратный клапан 37 и повышают давление сжатия, увеличивая тем самым газовые нагрузки на детали двигателя. Величина давления в ресивере контролируется по манометру 32, а величина индикаторной нагрузки при выбеге — по измерителю 15 углового ускорения.

При уменьшении частоты вращения коленчатого вала ниже верхнего предела интервала ее изменения первый (17) компаратор выключается, и на его выходе появляется нулевой потенциал. Однако тиристор 21 остается включенным, и процесс выбега продолжается. При уменьшении частоты вращения ниже нижнего предела интервала ее изменения выключается второй (18) компаратор, и на его выходе также появляется нулевой потенциал. При этом транзистор 19 закрывается и выключаются тиристор 20, блок управления 22, ком-

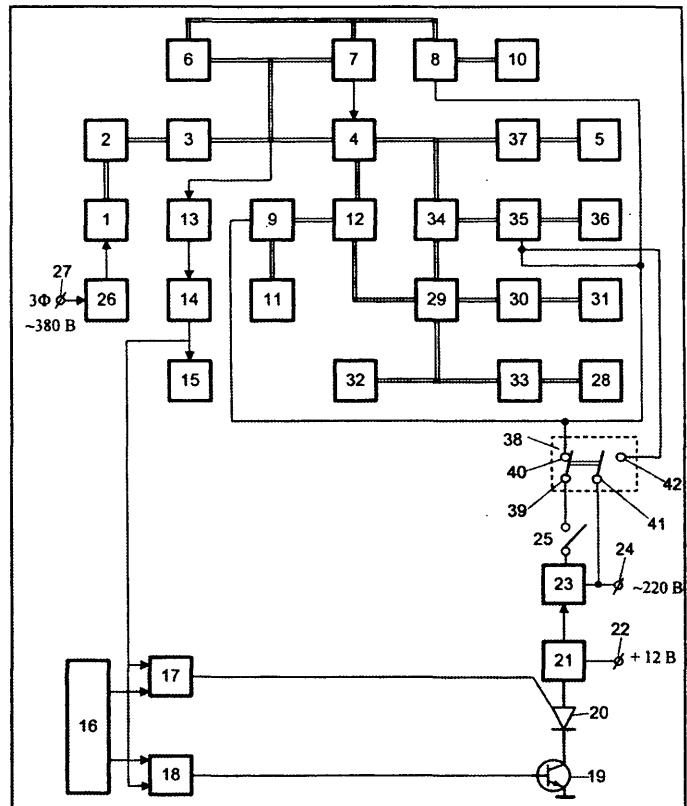


Рис. 2

мутатор 23 и исполнительные механизмы 8, 19 и 35. Выключается и механизм 12 увеличения индикаторной нагрузки, первый (8) исполнительный механизм возвращает рейку (дозатор) ТНВД в положение максимальной подачи топлива; перепускная заслонка 34 закрывается, а впускной обратный клапан 37 под действием разрежения во впускном коллекторе открывается, и воздух от воздухоочистителя 5 поступает в цилиндры дизеля. Начинается такт разгона с определенным для данной ступени ускорением, контролируемым по измерителю 15 углового ускорения (в случае отклонения ускорения от заданного значения его корректируют регулятором 10 хода вылета рабочего органа первого исполнительного механизма 8). Отработавшие газы поступают в ресивер и накапливаются (аккумулируются) в нем до избыточного давления не более $0,1 \text{ МПа}$, которое необходимо для последующего такта выбега.

По истечении 10 мин регулятором 10 хода вылета рабочего органа первого (8) исполнительного механизма увеличивают угловое ускорение разгона до заданного для второй ступени значения, а регулятором 11 хода втягивания рабочего органа второго (9) исполнительного механизма — ускорение выбега.

В конце этапа горячей обкатки с динамическим нагружением регулятором 11 хода втягивания рабочего органа отключают механизм 12 увеличения индикаторной нагрузки, а регулятором 36 хода втягивания рабочего органа третьего (35) исполнительного механизма закрывают перепускную заслонку 34. Затем определяют эффективную мощность, мощность механи-

ческих потерь и максимальный крутящий момент дизеля.

Метод обкатки с динамическим нагружением применим для ДВС различных типов с любой частотой вращения коленчатого вала и мощностью. Переносные комплекты приборов имеют небольшие массу, габаритные размеры, потребляемую мощность и стоимость. Они обеспечивают точное измерение и контроль требуемых параметров. Конструкции стендов обладают большой универсальностью и возможностью дистанционного управления.

Нагрузочный динамический момент и частота вращения коленчатого вала периодически изменяются в выбранном интервале с длительностью периода от 0,5 до нескольких секунд, что соответствует эксплуатационным условиям. При этом обеспечивается более

высокое качество приработки сопряжений вследствие лучших условий для удаления продуктов износа из зон трения, их охлаждения и смазки.

Отсутствие необходимости использования дорогостоящих тормозных стендов, простота управления процессом, компактность средств проведения обкатки и возможность их питания от бортовой сети позволяют проводить обкатку дизеля в ряде случаев непосредственно на автомобиле. При этом в несколько раз, по сравнению с существующей технологией, снижаются удельные капитальные затраты и себестоимость обкатки.

Но в общем случае число ступеней и их продолжительность зависит от модели и мощности дизеля и определяются как для новых, так и для отремонтированных двигателей в ходе предварительных экспериментальных исследований.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 658.562.5

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ И ОСНАСТКИ ПО ПОКАЗАТЕЛЯМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ

С.В. КАСЬЯНОВ, Д.Т. САФАРОВ

КамПИ

В число требований системы менеджмента качества на этапе производства и обслуживания продукции входит, как известно, и такое: технологические процессы должны быть управляемыми. Обеспечивать эту управляемость должен мониторинг, систематические измерения параметров процессов. Но ГОСТ Р ИСО 9000–01, к сожалению, не дает определения, что такое мониторинг. Нет и прямых указаний, где и как его проводить. Стандарт задает только одно: "организация должна применять подходящие методы мониторинга, которые должны демонстрировать способность процессов достигать запланированных результатов", а также предоставить информацию по "...характеристикам и тенденциям процессов и продукции, включая возможности проведения предупреждающих действий". То есть ГОСТ подразумевает создание и наращивание информационной базы, необходимой для текущего анализа тенденций изменения хотя бы наиболее важных процессов. Но поста-

новка конкретных задач отдается на "откуп" предприятиям, что ставит последние, прямо скажем, в не совсем привычные условия.

Дело в том, что используемая на наших заводах технологическая документация не предусматривает измерений как обязательного условия деятельности. Она лишь требует контроля соответствия продукции (скажем, детали) чертежу. Поэтому и применяемые сегодня методы измерения показателей точности продукции направлены только на оценку этого соответствия. Даже измерения, выполненные с помощью координатно-измерительных машин, используются, как правило, исключительно в целях контроля. И результативность корректирующих действий также зачастую оценивается по данным контроля, без регистрации конкретных значений показателей качества.

Однако по мере сертификации систем качества стало ясно, что без систематических измерений, регистрации и анализа результатов уже

не обойтись. Хотя они еще непривычны, считаются слишком трудоемким и хлопотным делом. Нет пока и методик нормирования и учета затрат на их организацию, не хватает программного обеспечения. Поэтому предприятия стараются ограничиться простейшими стандартизованными инструментами статистического управления: ведь без демонстрации их применения органы по сертификации систему качества могут и не аттестовать. Но этого, к сожалению, недостаточно. Обработка данных даже значительного объема результатов статистических измерений одного случайно выбранного конечного показателя по стандартизованным методикам дает только первичный сигнал об уровне стабильности процесса. В итоге специалисты, по сути, вынуждены начинать анализ причин возможных несоответствий практически с нуля.

Таким образом, труд и время, затрачиваемые на статистические измерения, эффекта не дают. Значит, нужен более результативный метод. И он есть. Это мониторинг, т. е. систематические измерения, регистрация, накопление и анализ данных. Именно его можно использовать для решения множества задач, которые выходят за пределы возможностей традиционного статистического анализа. Что это именно

так, покажем на примере диагностирования технологической системы процесса формообразования при изготовлении деталей на металлорежущих станках.

Задача процессов формообразования — обеспечить заданную точность готовых деталей. В поточном производстве эта точность зависит в основном от состояния узлов и деталей станков, оснастки, инструмента. Поэтому непременным условием стабильности процесса становятся отслеживание и диагностирование состояния всех модулей технологических систем. Причем здесь, как говорится, возможны варианты.

Так, самым распространенным и экономичным способом считается оценка технологической точности станков. То есть способ, при котором о состоянии оборудования судят по результатам измерений уже обработанной детали. Правда, после измерений по стандартным методикам факт несоответствия критерию (точности), к сожалению, чаще всего не позволяет сократить объем корректирующих действий: причиной отклонений в точности изготавления детали, в принципе, может быть любой узел станка. Поэтому желательно такое диагностирование, которое позволяет получить информацию, однозначно характеризующую на данный момент времени состояние отдельного узла или детали технологической системы. Считается, что для диагностирования в данном его понимании нужно располагать дорогостоящими средствами измерения и обработки результатов. Конечно, они желательны и существенно облегчали бы работу технолога и ремонтника. Однако, когда в качестве диагностического инструмента используется заготовка детали, самые главные условия получения точного результата — обоснованный выбор не одного, как обычно, а нескольких измеряемых параметров (показателей), подробная регистрация условий обработки и правильная методика измерений. При выполнении трех перечисленных условий становится возможным использовать и давно применяемые методы оценки технологической точности, и те измерительные приборы, которые есть на рабочих местах. Но к пока-

зателям точности нужно подходить по-иному.

Например, наши стандарты предусматривают несколько десятков показателей точности. Причем формулировки всех без исключения измеряемых отклонений требуют выявление абсолютных значений величин этих отклонений от идеальных баз. Что, конечно, достаточно для оценки (контроля) соответствия чертежу. Но стандарты не требуют обязательного указания координат положения точек, в которых проводятся измерения, так что выявить закономерности изменения отдельных отклонений и просуммировать последние невозможно. При новом же подходе, т. е. для целей диагностирования, результат каждого измерения нужно рассматривать только как интегральный показатель технологической точности, который представляет собой геометрическую сумму всех отклонений, возникших на всех предыдущих этапах подготовки и реализации процесса формообразования. Скажем, диаметр шлифованного цилиндрического элемента, измеренный микрометром в случайному сечении, включает неизвестные составляющие величины отклонений от настроичного размера, а также волнистости и профиля. Именно незнание этих составляющих вынуждает считать их случайными. Но ведь каждая из них является следствием воздействия конкретного фактора.

Возникает вопрос: как определить эти факторы? Чтобы ответить на него, введем понятие "диагностическая составляющая измеренного показателя точности" и будем считать, что она вызвана одной конкретной причиной (погрешностью изготовления, базирования или деформацией одного конкретного узла или детали технологической системы). И второе: существующие стандарты для тех же цилиндрических деталей предусматривают однократное измерение размера диаметра и сопоставление его с показателем "номинал \pm допуск". При диагностировании, чтобы судить о направлении вектора податливости технологической системы, отклонение профиля в определенных точках требуется измерять именно от настроичного размера.

Теперь рассмотрим некоторые диагностические составляющие детали цилиндрической формы.

Начнем с волнистости ее поверхности. Очевидно, если шаг волнистости постоянный, то основная ее причина — биение шлифовального круга, из-за чего профиль волны повторится несколько раз на одном обороте заготовки.

Вторая диагностическая составляющая — отклонение профиля детали от круглости. Причина — недостаточная жесткость технологической системы. Из-за нее же диаметр прилегающей окружности отклоняется от настроичного размера.

Наиболее сложную структуру имеет измеренное полное биение шлифованной поверхности относительно базовой: оно представляет собой геометрическую сумму векторов собственных отклонений формы базовой и измеряемых поверхностей, а также биения оси оправки шлифовального станка.

Как видим, набор основных факторов (диагностических составляющих), от которых зависит величина несоответствий, вполне предсказуем и может быть систематизирован заранее. Если же этого не сделать, то однозначно выявить причину значительного отклонения формы детали зачастую просто невозможно. Ибо слишком велика вероятность ошибки в трактовке результатов даже при высокой квалификации технологов.

Диагностические составляющие, разумеется, с точки зрения точности формообразования не могут быть равнозначными. Чтобы выявить наиболее значимые из них, следует углубить степень идентификации процесса формообразования. Технологическая документация здесь не очень поможет, поскольку требование идентификации и прослеживания она устанавливает, как уже упоминалось, только на уровне оценки годности детали в целом. Более того, даже нынешнее определение случайной погрешности предполагает "отсутствие видимой закономерности", т. е. исходит из отсутствия информации о точности конкретной заготовки, элементов технологической системы и условиях процесса. Но точное диагностирование без подробной идентификации процес-

са выполнения отдельной операции невозможно. Во-первых, все известные нам отклонения параметров обрабатываемой заготовки, безусловно, влияют на отклонения параметров детали так же, как и модули технологической системы. Следовательно, эти отклонения должны быть предварительно определены. А для прослеживаемости во внутриоперационных процессах надо, во-вторых, зафиксировать координаты точек, в которых проводились изменения заготовки и детали до начала и по окончании цикла обработки. В-третьих, весь комплекс диагностических измерений необходимо провести по одной и той же схеме и, по возможности, от одних и тех же баз.

Чтобы обеспечить все это, требуется выполнить семь условий: ввести собственную систему координат заготовки; запланировать схему измерений таким образом, чтобы можно было выявить именно те диагностические составляющие, которые интересуют технолога; задать координаты положения и ориентации заготовки в технологической и измерительной системах; представить положение диагностируемых модулей в общей для них системе координат; перед началом обработки в операции измерить необходимый для решения задачи диагностирования набор показателей точности базовых и обрабатываемых элементов заготовки и рассчитать относительное положение их баз; задать координаты положения заготовки в приспособлении при ее обработке; по окончании процесса формообразования измерить элементы изготовленной детали и рассчитать относительное положение их баз. При этом надо иметь в виду: чем больше информации о положении диагностируемых модулей будет использовано при анализе данных измерения, тем короче будет процедура планирования и назначения корректирующих действий.

Таковы теоретические соображения. Чтобы на практике перейти от стандартных методик к диагностированию, надо воспользоваться классификатором основных диагностических отклонений, возникающих при обработке, для конкретизации причин отклонений и универсаль-

ной методикой разузлования состава технологической системы, разработанными в КамПИ.

Система, согласно данной методике, имеет две ветви — заготовительную и инструментальную, в состав которых входят иерархически вложенные друг в друга модули — узлы и детали. В зависимости от того, как часто происходят изменения положения модулей при выполнении задания, длительность циклов существования диагностических отклонений будет различной. Поэтому в каждой точке обработанного элемента детали показатель точности есть следствие строго определенной комбинации факторов. И для решения ряда задач диагностирования желательно заранее определить точность хотя бы некоторых модулей технологической системы.

Законченная процедура диагностирования состояния модулей по технологической точности представляет собой специально подготовленный эксперимент, в ходе которого и определяется вклад погрешностей отдельных модулей в значение измеренного показателя технологической точности.

Данный эксперимент можно запланировать как разовый, по факту появления значимых несоответствий. Однако наибольший эффект дает систематическое диагностирование в рамках мониторинга, причем обязательно по законченному технологическому маршруту в целом. Для этого требуется провести предварительную информационную подготовку, которая обеспечила бы автоматическое планирование и выдачу карт задания на диагностирование. Данная подготовка включает структурирование технологической системы по уровням иерархии в двух взаимодействующих ветвях с обозначением всех станочных модулей, узлов оснастки, режущих инструментов и указанием имеющихся объективных данных точности отдельных модулей, а также операционного цикла на отдельные составляющие; выверку содержания процессов формирования диагностических составляющих показателей точности с уточнением технологической документации; при необходимости — планирование набора схем измерения, обеспечивающих получение

необходимой информации; структурирование специальных процессов измерения.

На этапе подготовки эксперимента выполняются четыре операции.

1. Отбирается минимально необходимый комплект заготовок, не имеющих случайных дефектов (трещин, забоин, раковин), которые могли бы повлиять на результаты измерений.

2. На необрабатываемый в технологической операции участок заготовки либо на специальную упаковку наносится индивидуальный шифр.

3. В любом месте заготовки наносится метка начала системы координат (при необходимости — координатная сетка).

4. Вводится номинальное положение технологической и измерительной систем координат, а также задается схема ориентации заготовки в приспособлении.

Порядок диагностических измерений следующий: перед каждой операцией относительного измерения система настраивается на эталонный размер, обеспечивающий получение абсолютной величины измеряемого показателя (измерения проводятся строго в заданных точках каждой заготовки).

Анализ результатов диагностического эксперимента включает расчет координат отклонений относительного расположения осей прилегающих базовых и обрабатываемых поверхностей; оценку соответствия измеренных стандартных показателей заданным в документации предельным значениям (при их наличии); определение доли (значимости) каждой диагностической составляющей в соответствующем измеренном отклонении.

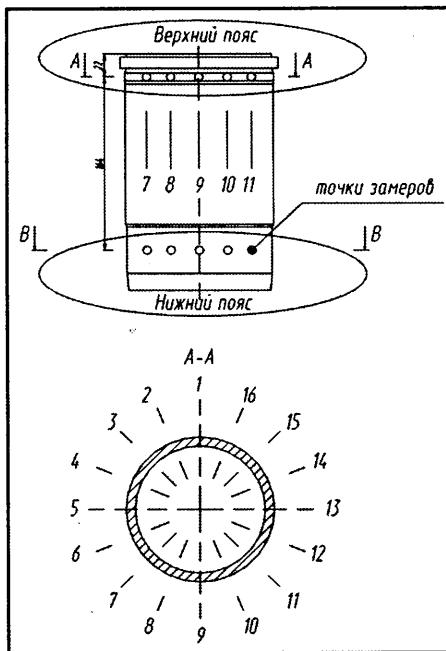
По полученной таким образом информации во многих случаях можно сразу составить требования к содержанию корректирующих (предупреждающих) действий по каждой диагностической составляющей. При необходимости же уточнения данных выдается дополнительное задание на проверку соответствия чертежу конкретных модулей.

В качестве примера использования методики приведем результаты разового диагностирования двухшпиндельного расточного станка,

используемого на операции растачивания втулки гильзы цилиндра дизеля КамАЗ. Задача диагностирования — установить факторы, вызывающие значительную величину биения внутренней поверхности цилиндра относительно его посадочных поверхностей. Чтобы ее решить, в составе станочной системы выделим те группы модулей, влияние которых на точность формообразования гильзы может быть решающим. Таких групп пять: станочная инструментальная (суппорт с установленной на нем комплектом из двух шпиндельных коробок); собственно инструментальная (две борштанги с тремя регулируемыми вставками для базирования сверхтвердых режущих пластин); станочная заготовительная (стол с посадочными элементами под два зажимных патрона); собственно станочная (два гидрофицированных патрона с девятью зажимными элементами по верхнему поясу и с 16 — по нижнему).

Опорные базы заготовки при обработке — два цилиндрических пояса, предварительно обработанные на бесцентровошлифовальном станке, а при измерении биения — точечные участки поверхности втулки.

Для решения задачи в заранее размеченных точках (см. рисунок) измерялись значения диаметров втулки и цилиндра, а также величи-



ны разностенности цилиндра. При измерениях применяли только те измерительные средства, которые есть на рабочих местах (нутромеры, индикаторные скобы, индикаторное приспособление для контроля биения, специально настроенное на получение действительного размера по толщине стенки). Полный объем эксперимента заключался в обработке двух партий заготовок, каждая из которых базировалась по угловой координате максимального и минимального припусков. Партии состоя-

ли из трех пар заготовок. Первые из пар обрабатывали в начале, вторые — в середине, третья — в конце цикла подналадки инструмента. Заготовки базировали с заданной относительно зажимных элементов оснастки ориентацией.

Анализ результатов вели путем сопоставления данных измерений до и после обработки. При этом сначала оценивали значимость измеренных отклонений относительно допусков (табл. 1). В результате оказалось, что наибольшие отклонения характерны для круглости втулки и биения. В то же время, например, круглость базового профиля — почти идеальная. Это означает, что ее влияние на несоосность вала и втулки после обработки крайне незначительно. Поэтому диагностическими составляющими (табл. 2), связанными с состоянием отдельных модулей системы, должны быть именно круглость втулки и несоосность шпинделя и патрона. Далее было выявлено (табл. 3), что фаза большой оси профиля детали совпадает с фазой наименьшего припуска. Причина здесь может быть только одна — недостаточная жесткость регулируемых инструментальных вставок расточной борштанги. (Кстати, наладчики понимают это, поэтому настройку на размер выполняют не строго по эталону, а с некоторым за-

Таблица 1

Сечение	Значение показателей	Отклонение круглости вала	Диаметр вала	Отклонение круглости втулки	Диаметр втулки	Биение
Верхний пояс	Предельные, мм	0,025	0,1	0,025	0,2	0,15
	Действительные, мм	0,010	138,020	0,015	119,62	0,12
	Относительные	0,8	-0,2	1,2	-0,10	0,8
Нижний пояс	Предельные, мм	0,025	0,1	0,025	0,2	0,15
	Действительные, мм	0,005	134,51	0,010	119,60	0,07
	Относительные	0,4	-0,10	0,800	0,00	0,47

Таблица 2

Диагностические составляющие показателей	Доля составляющих в допуске показателей верхнего пояса		Доля составляющих в допуске показателей нижнего пояса	
	круглость втулки	биение	круглость втулки	биение
Наибольшее отклонение профиля вала от прилегающей окружности	—	0,13	—	0,07
Наибольшее отклонение профиля втулки от прилегающей окружности	1,2	0,20	0,80	0,13
Отклонение центров прилегающих окружностей	—	0,8	—	0,47
Сумма	1,20	1,13	0,80	0,67

Диагностический показатель	Пояс	Элемент	До обработки		После обработки	
			значение	координата	значение	координата
			мм	фаза	мм	фаза
Наибольшее отклонение профиля от прилегающей окружности	Верхний	Втулка	-0,075	4-12	0,015	4-12
		Вал	0,01	4-12	-	-
	Нижний	Втулка	-0,085	6-14	0,01	4-12
		Вал	0,005	Не выражена	-	-
Диаметр прилегающей окружности	Верхний	Втулка	118,41	-	119,62	-
		Вал	138,02	-	-	-
	Нижний	Втулка	118,66	-	119,60	-
		Вал	134,51	-	-	-
Отклонение центра окружности втулки от центра окружности вала	Верхний	Втулка	0,20	5	0,12	1
		Вал	-	-	-	-
	Нижний	Втулка	0,22	12	0,07	4
		Вал	-	-	-	-

пасом на деформацию вставок.) Она, эта причина, может вызвать несоответствия при значительном колебании твердости в партии заготовок.

Наличие несоосности подтверждается тем, что величина и фаза относительного смещения осей внутреннего и наружного прилегающих цилиндров после обработки детали изменились. Причем для всех трех пар деталей, обработанных с одного шпинделя, данное изменение постоянно. Причина очевидна и в этом случае: отклонение оси патрона относительно оси борштанги. Правда, с точки зрения качества продукции

оно не имеет решающего значения, так как выводится на последующей токарной операции, но значительная величина смещения говорит о несоответствии станка техническим требованиям.

Окончательное решение о проведении корректирующих действий уточняется на примере табл. 3. В ней показано, в какой координате проявляется несоосность шпинделья и патрона. Таким образом, цель диагностирования достигнута.

Апробация методики в заводских условиях доказала, что она позволяет без дополнительного анализа оп-

ределять действительное состояние элементов технологических систем, включая отдельные узлы и детали станков, станочной и технологической оснастки, элементы конструкции режущих инструментов и заготовок. Безусловно, применение методики требует тщательной подготовки диагностического эксперимента, значительного повышения культуры измерений, но в итоге суммарная трудоемкость подготовки в целом оказывается все-таки ниже, чем традиционный статистический анализ без достаточной предварительной идентификации процессов.

УДК 629.114.6.027:1.014.018

Расчетная оптимизация параметров подвески и рулевого управления легкового автомобиля

Канд. техн. наук А.В. СЕРГЕЕВ

ВАЗ

Технология доводки подвески и рулевого управления автомобиля по критериям управляемости и устойчивости, основанная только на экспериментальных исследованиях, требует проведения большого объема дорожных испытаний, следовательно, больших сроков и средств. Поэтому разработчики все чаще обращаются к методам расчетной оптимизации этих параметров и последующей их экспериментальной проверки. В частности, методам теории планирования эксперимента. Один из подходов, используемый на ВАЗе, рассмотрим на примере легкового переднеприводного автомо-

бия малого класса, оборудованного реечным рулевым управлением и передней подвеской "Макферсон".

Расчетные исследования здесь выполняют в пять этапов.

На первом выбирают, согласно теории, факторы (табл. 1), задающие характеристики подвесок и рулевого управления. Причем значения факторов варьируют (тоже в соответствии с теорией) на двух уровнях — нижнем ("−1") и верхнем ("+1"), а их диапазон назначают таким, чтобы можно было изменять соответствующие параметры автомобиля при проведении доводочных работ. Затем составляют матрицу случайного баланса факторов (табл. 2).

Расчетное моделирование управляемости и устойчивости выполняют на тех же трех режимах, что и натурные исследования, т. е. на режимах "Рывок руля", "Окружность" и "Стабилизация".

Первый из этих режимов, "Рывок руля", имитирует, как известно, поведение автомобиля при резком входе

Таблица 1

Номер фактора	Фактор	Значение фактора	
		нижний уровень ("−1")	верхний уровень ("+1")
X_1	Угловая жесткость, Н · м/рад: передней подвески	17000	30000
X_2	задней подвески	15000	25000
X_3	кузова	170000	700000
X_4	Жесткость, Н · м/рад: рулевого привода	1200	7000
X_5	рулевого механизма и вала	125	300
X_6	крепления картера рулевого механизма к кузову	12000	80000
X_7	Коэффициент сопротивления крену, Н · мс/рад: амортизаторов передних колес	2000	6000
X_8	амортизаторов задних колес	1300	4500
X_9	Коэффициент изменения схождения колес от боковой силы, рад/Н: передних	$-1,92 \cdot 10^{-5}$	$-1,0 \cdot 10^{-6}$
X_{10}	задних	$-1,50 \cdot 10^{-5}$	$-1,0 \cdot 10^{-6}$
X_{11}	Коэффициент изменения развала колес от боковой силы, рад/Н: передних	$-1,3 \cdot 10^{-5}$	$-1,0 \cdot 10^{-6}$
X_{12}	задних	$-5,0 \cdot 10^{-6}$	$-5,0 \cdot 10^{-7}$
X_{13}	Боковая податливость подвески, м/Н: передней	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,50 \cdot 10^{-6}$
X_{14}	задней	$1,0 \cdot 10^{-7}$	$1,50 \cdot 10^{-6}$
X_{15}	Коэффициент изменения развала колес от поперечного крена кузова, рад/рад: передних	0,66	0,88
X_{16}	задних	0,0	1,0
X_{17}	Коэффициент изменения схождения колес от поперечного крена кузова, рад/рад: передних	-0,10	0,20
X_{18}	задних	-0,12	0,0
X_{19}	Продольный наклон оси шкворня, рад	0,01	0,04

Таблица 2

№ опыта	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7	X_8	X_9	X_{10}	X_{11}	X_{12}	X_{13}	X_{14}	X_{15}	X_{16}	X_{17}	X_{18}	X_{19}
1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	
2	+1	-1	-1	+1	+1	-1	+1	+1	-1	+1	-1	+1	+1	-1	+1	+1	+1	-1	
3	-1	+1	-1	+1	+1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	
4	+1	+1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	
5	-1	-1	-1	-1	+1	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	
6	+1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	+1	
7	-1	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	+1	-1	
8	+1	+1	-1	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	
9	-1	-1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	
10	+1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	+1	
11	-1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	
12	+1	+1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	-1	-1	
13	-1	-1	-1	+1	-1	+1	+1	-1	+1	-1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	+1	+1	
14	+1	-1	+1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	
15	-1	+1	+1	+1	-1	+1	+1	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	+1	-1	+1	+1	
16	+1	+1	-1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	
17	-1	-1	+1	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	
18	+1	-1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	-1	
19	-1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	
20	+1	+1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	-1	
21	-1	-1	-1	-1	-1	-1	+1	-1	-1	-1	-1	-1	+1	-1	+1	+1	+1	-1	
22	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	-1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	
23	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	-1	+1	-1	-1	-1	+1	-1	+1	+1	+1	
24	+1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	-1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	
25	-1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	+1	-1	-1	
26	+1	-1	-1	-1	+1	-1	+1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	
27	-1	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	-1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	
28	+1	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	
29	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	-1	-1	+1	
30	+1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	+1	
31	-1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	+1	-1	+1	-1	
32	+1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	

в поворот при следующих, согласно ОСТ 37.001.471—88, условиях: начальная скорость автомобиля постоянна и равна 80 км/ч, скорость поворота рулевого колеса постоянна и составляет 400 °/с, угол поворота рулевого колеса соответствует установившемуся боковому ускорению автомобиля, равному 4 м/с², управляемость оценивается по времени $t_{90\%}$ 90 %-й реакции угловой скорости автомобиля и статической чувствительности μ к управлению (отношению установившихся значений угловой скорости и угла поворота рулевого колеса), а курсовая устойчивость — по забросу Z угловой скорости над установившимся значением.

Режим "Окружность" имитирует установившееся движение автомобиля по окружности радиусом 25 м. Причем движение с различными, ступенчато изменяющимися от минимального (1 м/с²) до максимального, ограниченного углом увода шины, т. е. 12°, боковыми ускорениями. Управляемость и устойчивость оценивается по величинам крутящего момента M_{pk} на рулевом колесе, угла θ_{pk} поворота этого колеса и угла ϕ поперечного крена кузова при боковом ускорении 4 м/с².

Режим "Стабилизация" ("Выход из круга") имитирует способность управляемых колес под действием стабилизирующих моментов возвращаться в положение прямолинейного движения при отпусканье водителем рулевого колеса. Как требует ОСТ 37.001.471—88, в качестве начальных принимают следующие условия: скорость движения — 50 км/ч, радиус траектории — 50 м. Процесс стабилизации рулевого управления оценивают по величине заброса Z_{pk} угла поворота рулевого колеса, средней скорости v_{pk} стабилизации (на первом полупериоде после отпуска рулевого колеса) и времени t_{st} стабилизации.

На втором этапе, используя матрицу случайного баланса, определяют независимые друг от друга показатели управляемости и устойчивости автомобиля, подлежащие оптимизации. Делается это путем расчета коэффициентов r корреляции между показателями. Значения данного коэффициента применительно к рассматриваемому автомобилю приведены в табл. 3.

Как видим, высокую степень статистической взаимосвязи можно отметить лишь между четырьмя показателями — временем 90 %-й реакции по угловой скорости и временем пиковой реакции по угловой скорости ($r = 0,94$); забросом угловой скорости и статической чувствительностью к управлению ($r = -0,94$); углом поворота рулевого колеса при боковом ускорении 4 м/с² на окружности $R = 25$ м и статической чувствительностью к управлению ($r = -0,94$); средней скоростью стабилизации рулевого управления (на первом полупериоде после отпуска рулевого колеса) и забросом угла поворота рулевого колеса ($r = 0,91$). Это позволяет по одному из перечисленных пар показателей исключить из дальнейшего рассмотрения, например, показатели "время пиковой реакции по угловой скорости", "статическая чувствительность к управлению", "угол поворота рулевого колеса на окружности $R = 25$ м при боковом ускорении 4 м/с²" и "средняя скорость стабилизации рулевого управления". А в качестве независимых показателей, для которых $r \leq 0,9$, оставить следующие шесть: "время 90 %-й реакции по угловой скорости", "заброс угловой скорости автомобиля", "крутящий момент на рулевом колесе при боковом ускорении 4 м/с²", "угол поперечного крена кузова при боковом ускорении 4 м/с²", "время стабилизации рулевого управления", "заброс угла поворота рулевого колеса при стабилизации".

Таблица 3

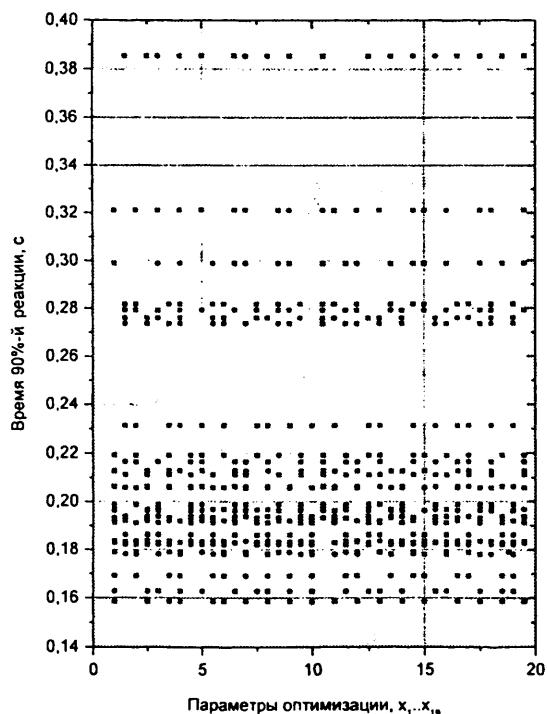
Показатели на режимах	"Рывок руля"				"Окружность"			"Стабилизация"		
	$t_{90\%}$	$t_{пик}$	z	μ	Q_{pk}	M_{pk}	γ	$t_{ст}$	z_{pk}	V_{pk}
"Рывок руля"										
Время 90 %-й реакции по угловой скорости	1	0,94	-0,60	0,78	-0,59	-0,40	0,20	-0,16	-0,23	-0,36
Время пиковой реакции по угловой скорости	0,94	1	-0,36	0,58	-0,42	-0,46	0,19	-0,07	0,03	-0,13
Заброс угловой скорости	-0,60	-0,36	1	-0,94	0,92	0,20	-0,12	0,11	0,80	0,90
Статическая чувствительность к управлению	0,78	0,58	-0,94	1	-0,94	-0,26	0,12	-0,14	-0,67	-0,84
"Окружность"										
Угол поворота рулевого колеса при боковом ускорении 4 м/с ²	-0,59	-0,42	0,92	-0,94	1	0,25	0,22	0,08	0,78	0,93
Крутящий момент на рулевом колесе при боковом ускорении 4 м/с ²	-0,40	-0,46	0,20	-0,26	0,25	1	0,18	0,09	0,44	0,08
Угол поперечного крена при боковом ускорении 4 м/с ²	0,20	0,19	-0,12	0,12	0,22	0,18	1	0,15	0,04	0,08
"Стабилизация"										
Время стабилизации	-0,16	-0,07	0,11	-0,14	0,08	0,09	0,15	1	0,12	0,09
Заброс угла поворота рулевого колеса	-0,23	0,03	0,80	-0,67	0,78	0,44	0,04	0,12	1	0,91
Средняя скорость стабилизации V_{pk}	-0,36	-0,13	0,90	-0,84	0,93	0,08	0,08	0,09	0,91	1

Таблица 4

Состояние автомобиля	Параметры подвески и рулевого управления					Показатели управляемости и устойчивости			
	угловая жесткость передней подвески, Н·м/рад	угловая жесткость задней подвески, Н·м/рад	жесткость рулевого привода, Н·м/рад	коэффициент эластокинематического изменения схождения передних колес от боковой силы, рад/Н	коэффициент эластокинематического изменения схождения задних колес от боковой силы, рад/Н	время 90 %-й реакции по угловой скорости на "рывке руля", с	заброс угловой скорости на "рывке руля", %	время стабилизации при "выходе из круга", с	заброс угла поворота рулевого колеса при "выходе из круга", %
Исходное	24080	18100	4500	$-2,8 \cdot 10^{-6}$	$-4,8 \cdot 10^{-6}$	0,15	41,5	1,80	74,7
Оптимизированное	25600	17435	6300	$-2,50 \cdot 10^{-6}$	$-2,92 \cdot 10^{-6}$	0,137	42,3	1,30	69,5

На третьем этапе выбирают наиболее значимые параметры подвески и рулевого управления. Для этого строят (см. рисунок) диаграммы рассеивания для показателей оптимизации, которые выбраны на втором этапе расчетных исследований, и на них выполняют отсев незначимых параметров. В качестве критерия отсева используют Δg_e — произведение разности между средними значениями показателей оптимизации (для параметров, находящихся на верхнем и нижнем уровнях варьирования) на число выделившихся точек. По этому признаку выявляют три наиболее значимых фактора, для которых Δg_e имеет наибольшее значение. Далее вычисляют коэффициенты уравнения регрессии и данные эффекты вычтут из значений показателей оптимизации.

Процедура повторяется до тех пор, пока остаточные значения показателей не становятся меньше погрешности эксперимента.



В итоге установлено: для рассматриваемого автомобиля ВАЗ наиболее значимые параметры подвески и рулевого управления — это X_1 (угловая жесткость передней подвески), X_2 (угловая жесткость задней подвески), X_4 (жесткость рулевого привода), X_9 (коэффициент эластокинематического изменения схождения передних колес от боковой силы) и X_{10} (коэффициент эластокинематического изменения схождения задних колес от боковой силы).

На четвертом этапе для выбранных таким образом наиболее значимых параметров составляют матрицу полнофакторного эксперимента ПФЭ 2⁵. Уровни варьирования факторов назначают согласно первому этапу, а показатели оптимизации — согласно второму этапу. Результат — уравнения регрессии для данных показателей оптимизации.

На пятом этапе по уравнениям регрессии "методом градиентов" выполняют оптимизацию параметров подвески и рулевого управления. Как при этом изменяются исходные значения показателей управляемости и устойчивости и соответствующие им параметры рулевого управления и подвесок данного автомобиля, следует из табл. 4.

Таким образом, чтобы улучшить управляемость и устойчивость рассматриваемого автомобиля, первоначальную жесткость его рулевого привода нужно увеличить на ~40 %, а коэффициент эластокинематического изменения схождения задних колес от боковой силы, наоборот, на ~64 % уменьшить. Различия же между оптимальными и исходными значениями таких параметров, как угловые жесткости передней и задней подвесок, коэффициент эластокинематического изменения схождения передних колес от боковой силы, не превышают 4–12 %, что сопоставимо с погрешностью математического моделирования. Поэтому их оптимизацию целесообразно выполнять в ходе доводочных испытаний.

Переход на оптимизированные параметры подвесок и рулевого управления сокращает время 90 %-й реакции в случае режима "Рывок руля" на 9 % (при практически том же, что и в исходном варианте, забросе угловой скорости автомобиля), время стабилизации в режиме "Стабилизация" — на 38 %, а заброс угла поворота рулевого колеса — на 7 %.

ВЫПОЛНЕНИЕ РЕЗЬБЫ ВИХРЕВЫМ МЕТОДОМ НА ТОКАРНЫХ СТАНКАХ С ЧПУ

Важное преимущество вихревого резьбофрезерования — это относительно простая обработка нержавеющих и вязких сталей, а также титана и титановых сплавов. Если раньше технологические операции токарной обработки и вихревого резьбофрезерования выполнялись на отдельных станках, то сегодня экономичная интеграция вихревых технологий на токарных станках с ЧПУ стала повседневной практикой.

Технология и преимущества вихревого метода обработки

Вихревой обработкой можно выполнять однозаходную и многозаходную, метрическую и коническую, правую и левую, внутреннюю и наружную резьбу почти любого профиля. Всего одним инструментом нарезают различные профили, потому что шаг резьбы определяется только подачей. Можно изготовить также переходы от метрической резьбы к специальной или нарезать резьбу за буртиком. Профиль резьбы, выполненный вихревой обработкой, не имеет заусенцев (поэтому данный метод находит широкое применение в медицинской технике при изготовлении имплантантов для хирургии, например, самотормозящихся шурупов для остеосинтеза со специальной резьбой — рис. 1), отличается высоким качеством поверхности и точностью формы. Точность обеспечивается в пределах допусков в сотые доли миллиметров и достигается идеальным согласованием параметров числа оборотов и подачи.

Если сравнить по времени выполнение резьбы вихревой обработкой, методом фрезерования, накаткой или нарезанием гребенкой, то его затраты при вихревом методе меньше. В частности из-за того, что для нарезки длинной наружной резьбы не требуется дополнительная опора, обрабатывать заготовку можно этим методом сразу начисто. Стойкость применяемых твердосплавных инструментов по сравнению с другими способами явно выше, в результате повышается надежность процесса. Чрезвычайно длинная по отношению к диаметру резьба может нарезаться также и на заготовке очень малого диаметра. Глубина и длина резьбы ограничены лишь оснащением машин. Стружка при вихревом методе получается тонкая, в форме запятой.

Токарными автоматами продольного точения фирмы "Трауб Дремашинен ГмбХ" осуществляется рациональная вихревая обработка высокопрессионной резьбы от M0,6 до M8. Далее будут продемонстрированы методы вихревой обработки внутренней и наружной резьбы на примере токарного автомата продольного точения TNL 12 (рис. 2).

Выполнение наружной резьбы

Инструмент для изготовления наружной резьбы методом вихревой обработки состоит из вихревой головки со многими монотельными твердосплавными резцами (рис. 3). Для необходимого профиля резьбы рассчитывается определенный профиль резца, который изготавливается специально для этой цели. Вихревая головка позиционируется не-

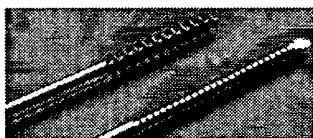


Рис. 1. Саморежущие винты для остеосинтеза со специальной резьбой (наружный диаметр 5–6 мм)

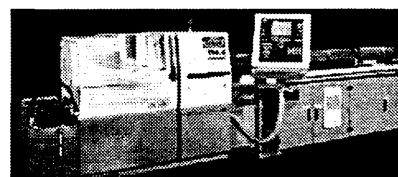


Рис. 2. Токарный автомат продольного течения "Трауб TNL 12/7"

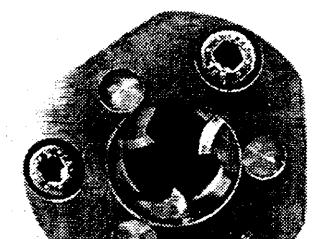


Рис. 3. Вихревая головка с тремя резцами

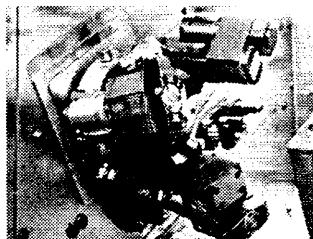


Рис. 4. Три вихревые головки на инструментальном суппорте станка TNL 12



Рис. 5. Державка для измерительной машины с внутренней резьбой M2



Рис. 6. Инструмент для нарезания внутренней резьбы M1,4

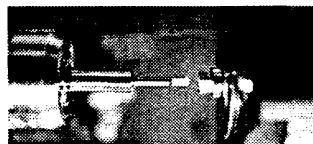


Рис. 7. Нарезание внутренней резьбы вихревым методом

посредственно на направляющей втулке — идеальная предпосылка для высокой точности размеров — и с наклоном к углу подъема выполняемой резьбы. Затем заготовка втягивается в резцы инструмента, причем каждый раз задействован только один резец. Вихревая головка вращается с высокой скоростью и определяет скорость резания, заготовка вращается с малой частотой по оси С, определяет подачу и соответственно шаг резьбы. Резьба нарезается по необработанной заготовке с экономией времени за один проход, что гарантирует высокую точность размеров. Подача СОЖ осуществляется через вихревую головку, которая затем поднимается и отводится. Вихревую головку можно монтировать на аппарате обработки фронтальной стороны или в инструментальном суппорте (револьверной головке) токарного автомата продольного точения. Благодаря концепции револьверной головки TNL 12 возможно использование одновременно до трех вихревых головок (рис. 4). При достижении предела износа режущих пластин можно автоматически вызывать сменный инструмент.

Выполнение внутренней резьбы

Внутренняя резьба (рис. 5) методом вихревой обработки может выполняться как на токарном автомате продольного точения, так и на фасонно-отрезном токарном автомате. Высокочастотным шпинделем достигается необходимое число оборотов (до 60000 об./мин). Обрабатываемая деталь вращается медленно, один оборот соответствует величине шага резьбы. Инструмент располагается параллельно оси обрабатываемой детали. После чернового сверления за один проход нарезается метрическая или специальная резьба. Монотельный твердосплавный инструмент (рис. 6) подгоняется по профилю выполняемой резьбы и достигает высокой стойкости по сравнению с другими технологиями изготовления резьбы. Устройство вихревой обработки может использоваться в аппарате обработки обратной стороны, в аппарате фронтальной обработки (рис. 7) или при поперечной обработке на инструментальном суппорте (револьверной головке) токарного станка.

Вихревое выполнение резьбы — выводы

Выдающейся отличительной чертой вихревого метода является изготовление почти независимой геометрической формы и длины резьбы на деталях из вязкой стали и титана, что предопределяет его применение в медицинской технике. Высокое качество резьбы и оптимальное образование стружки — это дополнительные преимущества, которые выделяют вихревой метод изготовления резьбы среди других методов.

Фирма "Трауб" осуществила интеграцию вихревой технологии на токарных станках и сделала ее привлекательной с точки зрения технологии и экономичности. Причем именно Трауб стала первым изготовителем, обеспечившим рациональное использование устройств вихревой обработки одновременно в одном инструментальном суппорте.

Предлагаемая вниманию читателей статья продолжает тему в контексте "Потенциальные силы сцепления шины с опорной поверхностью", обсуждение которой началось ранее (см. "АП", 2000, № 11 и 2001, № 8). Причем если в первых публикациях речь шла о сугубо теоретических, на уровне гипотезы, соображениях, то здесь — уже на уровне результатов исследований. Правда, исследований на виртуальном полигоне. Тем не менее их можно рассматривать как шаг в весьма интересном для практики направлении.

УДК 629.028.62-253/254:003.12

ОЦЕНКА ПОТЕНЦИАЛЬНЫХ СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСА МОДЕЛИРОВАНИЕМ В СРЕДЕ "ADAMS"

Канд. техн. наук В.Г. ИВАНОВ

Институт механики и надежности машин НАН Белоруссии

При разделении процессов, характеризующих контакт колеса с дорогой, на потенциальные и реальные (рис. 1) возникает практическая задача: как определить величину потенциального коэффициента φ_p сцепления колеса с дорогой. То есть максимально возможное для данных условий движения значение удельной силы, действующей в контакте. Ведь использование φ_p позволяет по-новому подойти к решению многих прикладных проблем. Например, реализовывать интеллектуальные подходы к созданию систем активной безопасности АТС, обеспечивать работу колеса в стабильной области проскальзывания и т. д.

Однако потенциальный коэффициент сцепления, к сожалению, нельзя измерить непосредственно. Не дает однозначно надежного результата и формула $\varphi = \sigma_z^{-1} \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2}$, учитываяющая продольное τ_x и попечное τ_y касательные, а также поверхностное σ_z напряжения в элементе шины в контакте с дорогой. Но задачу решить все-таки можно. Это позволяет сделать моделирование АТС в среде "ADAMS-Car", т. е. то же самое программное обеспечение, которым давно и успешно пользуется большинство автомобилестроительных фирм для виртуальных испытаний создаваемых изделий.

При работе в данной среде пользователь, как известно, имеет возможность из имеющегося набора элементов динамической системы, обладающих определенным набором изменяемых характеристик (размеры, конфигурация, масса и т. д.), составить любой узел или автомобиль в целом. Система "ADAMS-Car" позволяет также одновременно и независимо друг от друга моделировать динамику контакта колеса с дорогой и любой маневр АТС. Чем автор данной статьи и воспользовался.

При проведении исследования исходили из следующего очевидного положения: если колесо работает на потенциальной φ_p -кривой, то внешний тормозной или тяговый момент вызывает его мгновенное блокирование. Отсюда и процедура поиска начального φ_{p0} значения потенциального коэффициента φ_p для тормозного режима, которая сводится к варьированию φ_p -кривой через параметры модели шины и дороги для фиксированных начальных условий движения. Конкретно это выглядит так.

1. Для точки φ_{p0} задают (рис. 2) некоторый начальный (пробный) шаг h_φ .

2. Моделируют тормозной маневр при условии, что колеса принудительно работают на потенциальной φ_p -кривой.

3. Задают новые шаги h_φ , и операции повторяют.

4. Результаты моделирования маневров сравнивают, и то значение φ_p , которое соответствует мгновенной блокировке колеса при приложении тормозного момента, принимается равным искомому φ_{p0} .

Моделирование проводили для легкового автомобиля полной массой 1500 кг, оборудованного летними шинами со следующими параметрами: статический радиус — 0,326 м; ширина профиля — 0,245 м; радиальная жесткость — 310 Н/мм. В качестве испытательных маневров были взяты прямолинейное (начальные скорости — 40, 60, 80, 100 и 120 км/ч, темп роста тормозного давления — 10 МПа/с при служебном и 40 МПа/с при экстренном торможениях) и криволинейное (начальные скорости — те же, радиусы кривой поворота — 40, 100 и 250 м) торможения на сухом асфальтобетоне.

Результаты виртуальных испытаний полностью подтвердили наличие эффекта "потенциального порога" по сцеплению: он обнаружен для всех заложенных начальных условий, как при прямолинейном, так и при криволинейном торможениях (см. рис. 3 и табли-

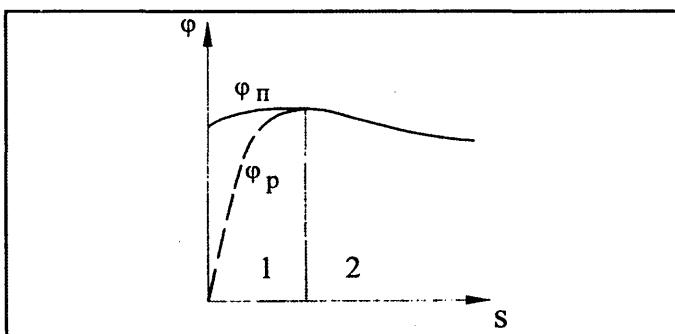


Рис. 1. Зависимости изменения потенциального коэффициента и удельной силы (коэффициента) сцепления в контакте колеса с опорной поверхностью от скольжения:

1 — стабильная область; 2 — нестабильная область

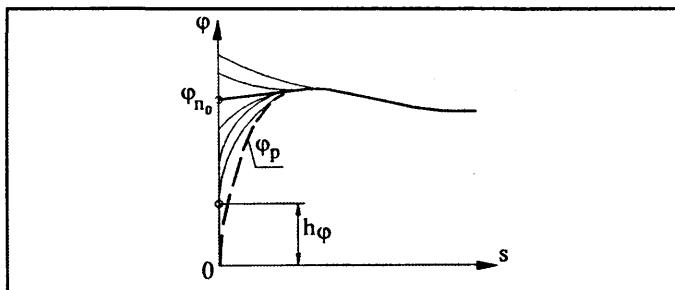


Рис. 2. Построение φ-s-кривой

ци). По итогам моделирования можно сделать несколько принципиальных выводов.

1. При торможении в случае прямолинейного движения АТС начальное значение потенциальной границы ϕ_{p0} располагается ниже максимального значения удельной силы по сцеплению (ϕ_p^{\max}).

2. При торможении в случае криволинейного движения АТС начальное значение потенциальной границы ϕ_{p0} такой однозначной зависимости не имеет: при небольших скоростях маневра ϕ_{p0} лежит ниже максимального значения удельной силы по сцеплению ϕ_p^{\max} , но с ростом скорости v_0 ниже располагается уже ϕ_p^{\max} . Причина — более выраженный рост боковых сил в контакте колеса с дорогой. И чем меньше радиус поворота АТС, тем меньше значение скорости, при которой наступает эффект $\phi_p^{\max} < \phi_{p0}$.

3. Зависимости $\phi_{p0}(v_0)$ могут с 95 %-м уровнем значимости аппроксимироваться параболами (кривая 2 на рис. 4).

Условия		Φ_{p0}	Φ_p^{\max}
Вид торможения	Начальная скорость, км/ч		
Прямолинейное служебное ($T_p = 40$ МПа/с)	40	0,934	1,243
	60	0,924	1,224
	80	0,947	1,224
	100	0,954	1,263
	120	1,010	1,316
Прямолинейное экстренное ($T_p = 10$ МПа/с)	40	0,875	1,211
	60	0,890	1,217
	80	0,889	1,171
	100	0,941	1,313
	120	0,988	1,329
Прямолинейное, $R = 40$ м	40	0,781	1,046
	50	0,821	1,000
	60	0,957	1,020
	70	1,128	0,987
Криволинейное, $R = 100$ м	40	0,785	1,138
	60	0,786	1,125
	80	0,831	1,000
	100	1,012	0,974
Криволинейное, $R = 250$ м	40	0,767	1,059
	60	0,781	1,132
	80	0,777	1,112
	100	0,795	1,125
	120	1,141	0,961

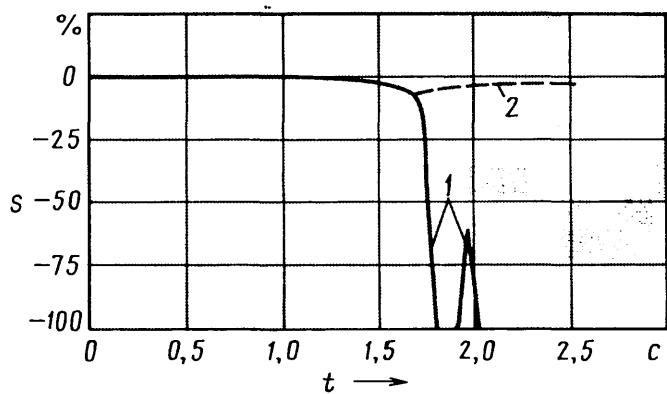


Рис. 3. $s(t)$ — зависимости для случая торможения с $v_0 = 50$ км/ч, $R = 50$ м:
1 — $\phi_{p0} = 0,820$; 2 — $\phi_{p0} = 0,821$ (потенциальный порог по сцеплению)

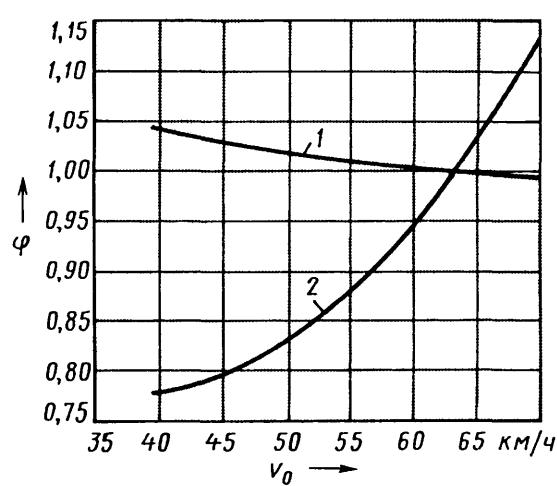


Рис. 4. Изменение потенциального порога (1) и максимума удельной силы (коэффициента) сцепления (2) при торможении на повороте с $R = 40$ м

Таким образом, применение среды динамического моделирования "ADAMS-Car", действительно, подтверждает выдвинутые ранее положения о потенциальных и реальных характеристиках сцепления колеса с дорогой, а также позволяет оценивать в первом приближении их количественную взаимосвязь.

УДК 629.1.068

НОВЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В ОКРАСОЧНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В.Ф. ЛАПИН

ВАЗ

Перечень требований, которые предъявляются к лакокрасочным материалам, применяемым в легковом автомобилестроении, за последние десятилетия изменился мало. Такие материалы должны обеспечивать надежную антикоррозионную защиту конструкции автомобиля при его эксплуатации; обладать хорошими декоративными показателями в покрытии (блеск, роз-

лив, цвет); быть устойчивыми к атмосферным, химическим и механическим воздействиям; иметь возможно более низкую трудоемкость их нанесения. И лишь одно из требований можно назвать сравнительно новым: лакокрасочные материалы должны быть экологически возможно менее вредными как при их нанесении, так и при утилизации автомобиля.

Несколько больше изменилась номенклатура материалов, подвергаемых окраске: в ее состав, кроме обычной кузовной стали, пластмасс и сталей с покрытиями, вошли, прежде всего, электроцинкованные и подвергнутые горячему цинкованию стали. Например, в кузовах автомобилей семейства ВАЗ-2108 таких ста-

лей было 7 %, а семейства ВАЗ-2110 — стало уже 50 %. К числу новых материалов можно отнести также стали с полимерным покрытием, к которым все чаще обращаются многие зарубежные производители легковых автомобилей, алюминий (из него выполнен кузов автомобиля "Ауди-8"), различные виды пластмасс для навесных кузовных деталей (полиэстерные стеклопластики, термопластины типа Норил СТХ и др.); из них сегодня изготавливают передние крылья, заднюю откидную дверь, передние и задние бамперы и др. Однако особенно большие изменения претерпели сами материалы и технологии их нанесения.

Так, основную роль антакоррозионной защиты сейчас выполняет первичная грунтовка, наносимая методом электроосаждения (анофорез, катафорез). Причем история ее развития очень хорошо прослеживается на опыте ВАЗа. Так, в 1970 г. здесь применяли анафорезный грунт ФЛ-93 на основе резидрола ВА-105 (малеинизированное касторовое масло); с 1973 по 1977 гг. — тот же грунт, но уже на основе резидрола ВА-133; с 1977 по 1985 гг. — анафорезный грунт на полибутиадиеновой смоле (ВКЧ-0207); с 2003 г. — двухкомпонентный на эпоксидных смолах, катафорезный грунт фирмы "PPG-Гелиос". В итоге коррозионная стойкость грунтовых покрытий в камере солевого тумана соответственно возрастила (96, 150, 275, 720 и 1500 ч).

Одновременно с повышением защитных свойств грунтов решались и вопросы экологии: из состава грунтов выводили тяжелые металлы (свинец, олово, хроматы, стронций), снижалось содержание в них органических летучих компонентов, а также температура сушки покрытия. В итоге ныне применяемый двухкомпонентный катафорезный грунт не содержит в своем составе тяжелых металлов, имеет низкое содержание летучих органических соединений и температуру сушки 443 К (170 °C). Причем фирма "PPG-Гелиос" обещает, что в ближайшее время она будет снижена еще на 20–40 К.

Вторичные грунты в отношении предъявляемых к ним требований так же мало изменились. Грунт должен обладать хорошими выравнивающими свойствами, стойкостью к сколам (ударам камней), высокой адгезией с нижними и верхними слоями лакокрасочных материалов, идеальной поверхностью после отверждения, обеспечивать блеск эмалевому покрытию как после его нанесения и отверждения, так и во время эксплуатации автомобиля, хорошо шлифоваться и т. д. Однако удовлетворяются эти требования принципиально новыми и разнообразными средствами. Например, вторичных грунтов стало больше. Их типов тоже: их изготавливают на основе полиэфирных меламиновых связующих; модифицированных полиуретановых и алкидно-меламиновых (все — блокированы изоцинатами); водоразбавляемых полиуретан-меламиновых. Наконец, в последние годы все большее распространение получают порошковые грунты из полиэфирных и эпоксидных смол или полиэфиризационатных акрилизационатных смол. (ВАЗ отдает предпочтение полиэфирным грунтам. Они, как показал опыт, наиболее эффективны.)

Требования к материалам для окончательной окраски тоже, в общем-то, обычные: обеспечить высокие эстетические качества покрытий, стойкость к атмосферным, химическим, механическим воздействиям в период эксплуатации автомобиля и т. п. Но выполняют их, естественно, на другом уровне. Для этого используют три вида эмалей — меламино-алкидные однослойные, двухслойные металлизированные и водоразбавляемые. Правда, меламино-алкидные уже уходят в прошлое, на ВАЗе они сохранились лишь на автомобилях двух семейств — ВАЗ-2105 и ВАЗ-2108. На остальных же (более новых) семействах используют двухслойные, которые включают базисные цветные эмали (высокоиммобилитный меламин, ацетобутират целлюлозы, модифицированная акриловая смола, органические и неорганические пигменты с хорошей атмосферостойкостью, алюминий, бронза, слюдяные пигменты, добавки) и покрывной прозрачный лак. Таких эмалей существует три группы. Это — металлизированные, в составе которых есть алюминиевые частицы, придающие цветам характерный металлический оттенок; перламутровые (мика), где вместо алюминиевых частиц содержатся пигменты, придающие цветам характерный перламутровый эффект; пастельные, в которых нет эффектных пигментов, а имеются цвета, аналогичные однослойным эмальям. На ВАЗе пока используют только две первые группы, но в дальнейшем для окраски автомобилей ВАЗ-1118 предполагается внедрить и третью их группу.

Технология нанесения этих двухслойных эмалей одинаковая. Сначала наносится базисная эмаль, придающая системе цвет и эффект. После естественной сушки в течение 3–5 мин наносится бесцветный лак. Окончательная сушка — при 403–413 К (130–140 °C).

Бесцветные лаки выполняют декоративные и защитные функции. Поэтому в их состав входят высококачественные связующие на базе акриловых сополимеров, ППУ-смол, ультрафиолетовых абсорберов, специальных добавок. Такие лаки либо одно-, либо двухкомпонентные. Однако в большинстве случаев используются однокомпонентные: они дают хороший технический эффект и дешевле двухкомпонентных. Тем не менее в последнее 3–5 лет все больше стали применять лаки с добавкой молочных акриловых смол, которые позволяют увеличить сухой остаток, т. е. получить лучшие декоративные показатели при их нанесении в один слой.

К недостаткам двухкомпонентных лаков следует отнести не только их более высокую стоимость, но и то, что для них необходимо специальное дорогостоящее оборудование, обеспечивающее их приготовление и распыление.

Большинство перечисленных выше лакокрасочных материалов имеют, к сожалению, общий недостаток: их растворители — токсичные жидкости. Между тем экологические требования к применяемым материалам, в том числе лакокрасочным, непрерывно ужесточаются. Поэтому на смену даже очень хорошим грунтам, эмальям и лакам приходят водоразбавляемые материалы. Такой переход в первую очередь происходит с базисными эмальями. Почему — понятно: именно

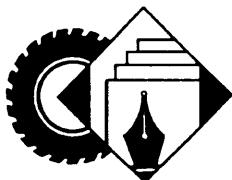
они отличаются очень высоким выделением растворителей. Например, при традиционном нанесении базовых лакокрасочных материалов выделяется 88 % растворителей, из грунтов — только 14 %. При других способах нанесения (катафорез и т. п.) — меньше, но все-таки много. И только водные растворы с точки зрения экологии практически безвредны.

Однако проблем с водорасторимыми красками тоже пока еще много. К примеру, для их внедрения приходится приобретать дорогостоящее оборудование, а их применение требует соблюдения жестких режимов распыления, относительной влажности и температуры в окрасочной камере. Тем не менее тенденция очевидна. И в этой связи несомненный интерес представляет работа, проводимая фирмой "Дюпон Хербертс", которую она называет "Водорасторимая базисная эмаль с расширенными возможностями применения". Специалисты фирмы преследуют несколько целей. Во-первых, чтобы в существующих цехах окраски переход на водоразбавляемые эмали стал возможным без удлинения окрасочных камер; во-вторых, чтобы камеры можно было использовать при расширенном диапазоне температур и влажности; в-третьих, чтобы бесцветный лак можно было наносить на влажную базисную эмаль. И надо сказать, что первые результаты уже есть.

Испытания таких эмалей закончены в техническом центре в Вупертале (Германия), а также на окрасочных линиях ФИАТа и "Форда".

Порошковые краски оправдали возлагаемые на них экологические надежды. Например, фирма "Даймлер Крайслер" в 1997 г. начала выпускать (производительность 40 авт./ч) новый автомобиль А-класса. При его окраске применялась "смешанная" технология: две операции (подготовка поверхности и нанесение катафорезного грунта) выполнялись традиционными способами, а три (нанесение водоразбавляемого первого и второго базовых слоев, а также бесцветного порошка) — по-новому. Другие западные автозаводы идут по этому же пути, хотя многие из них пока на окончательной операции применяют все-таки бесцветный двухкомпонентный лак. Итог — резкое, порой на порядок, снижение вредных выбросов в атмосферу.

Таким образом, основными тенденциями в развитии лакокрасочных материалов, предназначенных для окраски серийных автомобилей, стали следующие: уменьшение выделения органических растворителей в воздушную и водную среду (экология); снижение затрат; повышение качества. ВАЗ с этой точки зрения — не исключение.



ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом



УДК 629.113/.115:62-587

ДИФФЕРЕНЦИАЛ С УПРАВЛЯЕМЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ КРУТИЩИХ МОМЕНТОВ ПО КОЛЕСАМ АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук Г.И. ГЛАДОВ, С.А. ЛОБАНОВ

МГТУ имени Н.Э. Баумана

Японские фирмы "Мицубиси" и "Хонда" разработали системы, основу которых составляет дифференциал с управляемым распределением крутящих моментов по ведущим колесам АТС. Первая из этих систем, AYC, предназначена для установки дифференциала в заднем мосту полноприводного автомобиля, вторая, DYC, — в переднем мосту переднеприводного автомобиля. Обе имеют электронную и механическую подсистемы. Электронная состоит из датчиков, фиксирующих положение автомобиля и воспринимающих команды водителя, и блока управления, который обрабатывает эти сигналы и дает соответствующие команды механической подсистеме, т. е. исполнительному механизму — дифференциалу с управляемым распределением крутящих моментов. Другими словами, работа названных систем, в принципе, идентична. Поэтому достаточно рассмотреть одну из них. Например, систему фирмы "Мицубиси".

Начнем со случая, когда автомобиль совершает правый поворот и буксование правого колеса отсутствует. Очевидно, что при таких условиях это колесо проходит путь меньший, чем левое. Следовательно, и его угловая скорость будет меньше. В связи с этим возникает вопрос: каким образом перераспределяются угловые скорости элементов конструкции рассматриваемого дифференциала? Чтобы ответить на него и в то же время не усложнять картину, будем считать, что угловая скорость ω_0 , т. е. скорость коленчатого вала двигателя, подведенная к корпусу дифференциала при различных скоростях правого (ω_1) и левого (ω_2) колес, постоянна и равна единице. С той же целью введем единые обозначения звеньев системы: буквами — ТПМ (трехзвенный планетарный механизм) и цифрами (рис. 1) — номера звеньев этого механизма (0 — корпус дифференциала; 1 — правая полуось; 2 — левая полуось; 3 — ось трехвенцового сателлита; 4 — фрикцион правого поворота; 5 — фрикцион левого поворота). Например, сокращение ТПМ 210 — это трехзвенный планетарный механизм, состоящий из звеньев 2, 1 и 0.

Как известно, полусумма угловых скоростей ω_1 и ω_2 полусевых шестерен симметричного дифференциала равна угловой скорости ω_0 вращения корпуса дифференциала (формула № 1 в табл. 1). И поскольку мы приняли, что $\omega_0 = 1$, то скорости ω_1 и ω_2 могут изменяться соответственно в пределах от нуля до двух и от двух до нуля.

Теперь допустим, что ω_1 меняется в своих пределах в течение некоторого времени линейно (линия 1 на рис. 2). Значит, если угловая скорость ω_0 корпуса дифференциала на

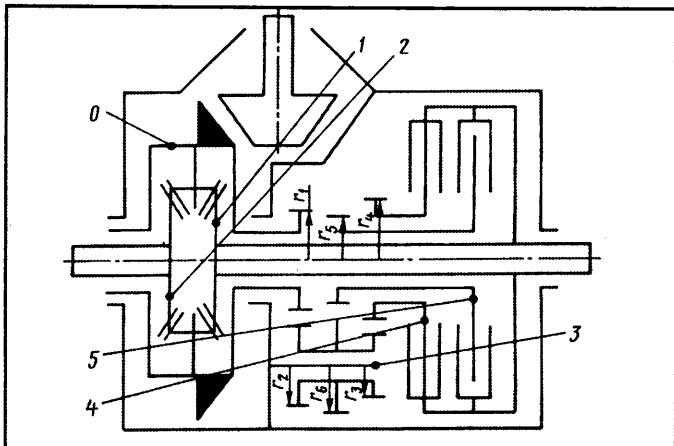


Рис. 1. Устройство исполнительного механизма системы АYC:

0 — корпус дифференциала; 1 — правая полуось; 2 — левая полуось; 3 — ось трехвенцевого сателлита (неподвижна); 4 — фрикцион правого поворота; 5 — фрикцион левого поворота

протяжении всего этого периода останется неизменной и равной единице, то ω_2 , очевидно, меняется тоже линейно (линия 2). Какими будут законы изменения скоростей ω_4 и ω_5 в течение данного периода времени? Чтобы определить эти законы, составим уравнения передаточных чисел между звеньями-

ми 0—4 и 0—5, т. е. уравнения угловых скоростей звеньев ТПМ 034 и ТПМ 065 (формулы № 2 и № 3 в табл. 1) и решим их относительно ω_4 и ω_5 . Итог — линии 4 и 5 на рис. 2.

Располагая законами изменения угловых скоростей во времени, можно определить угловые скорости каждого звена механизма в любой момент времени. Например, в момент времени t_2 угловые скорости трех звеньев корпуса дифференциала и полуосей равны единице, скорость звена 4 несколько меньше, а звена 5 — больше единицы.

Представляет также интерес значение относительной угловой скорости буксования фрикциона правого поворота ($\omega_1 - \omega_4$): в момент времени t_1 пробуксовки фрикциона нет, так как $\omega_1 = \omega_4$. То же самое будет с фрикционом левого поворота в момент времени t_3 .

Такова кинематика рассматриваемой системы. Не менее интересна и ее динамика. И прежде всего — процесс передачи крутящего момента от одной части дисков фрикциона к другой.

Допустим, что все диски вращаются с одинаковой угловой скоростью. Очевидно, в этом случае момент с одного звена механизма на другое (т. е. со звеном 1 на звено 4 или наоборот) не передается. Фрикцион передает крутящий момент только от дисков с большей угловой скоростью к дискам с меньшей угловой скоростью. При повороте же автомобиля направо для создания дополнительного разворачивающего момента в плоскости дороги необходима передача части крутящего момента от правого колеса к левому. Что возможно лишь тогда, когда угловая скорость дисков фрикциона, связанных с пра-

Таблица 1

№ уравнения	Уравнение	Примечание
1	$\frac{\omega_1 + \omega_2}{2} = \omega_0$	—
2	$\omega_0 = i_{40} \cdot \omega_4; \omega_0 = i_{50} \cdot \omega_5$	—
3	$i_{40} = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{r_4}{r_3}; i_{50} = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{r_5}{r_6}$	r_i — радиус шестерен; i_i — передаточные числа
4	$V_b = \omega_b \cdot r_k; V_h = \omega_h \cdot r_k$	V_b, V_h — линейные скорости внутреннего и наружного колес; ω_b, ω_h — их окружные скорости; r_k — радиус качения колеса
5	$V_b = \omega_a \cdot R_b; V_h = \omega_a \cdot R_h$	V_b, V_h — линейные скорости колес автомобиля в плоскости дороги по отношению к центру его поворота; ω_a — угловая скорость автомобиля в плоскости дороги; R_b, R_h — радиусы поворота колес автомобиля по отношению к центру его поворота B — колея автомобиля
6	$R_h - R_b = B$	—
7	$\frac{R_b + \frac{B}{2}}{L} = \operatorname{tg}(90^\circ - \Theta_{cp})$	Θ_{cp} — средний угол поворота колес автомобиля в плоскости дороги; L — база автомобиля
8	$M_{210-0} + M_{210-1} + M_{210-2} = 0;$ $M_{210-1} = M_{210-2}$	—
9	$M_{034-0} + M_{034-3} + M_{034-4} = 0;$ $M_{034-0} \cdot i_{40} + M_{034-4} = 0$	—
10	$M_0 + M_{210-0} + M_{034-0} = 0$	—
11	$M_{tp\ 4} + M_{034-4} = 0$	—
12	$M_{210-1} + M_{tp\ 1} + M_{copr.\ prav} = 0$	—
13	$M_{copr.\ lsv} + M_{210-2} = 0$	—
14	$M_{vых.\ prav} = -M_{copr.\ prav}; M_{vых.\ lsv} = -M_{copr.\ lsv}$	—
15	$N_0 = M_0 \cdot \omega_0; N_{vых.\ prav} = M_{vых.\ prav} \cdot \omega_1;$ $N_{vых.\ lsv} = M_{vых.\ lsv} \cdot \omega_2; N_{tp\ 4} = M_{tp\ 4}(\omega_1 - \omega_4); N_\Sigma = N_{vых.\ prav} + N_{vых.\ lsv} + N_{tp\ 4},$	N_0 — выходная мощность; $N_{vых.\ prav}$ — выходная мощность на правой полуоси; $N_{vых.\ lsv}$ — выходная мощность на левой полуоси; $N_{tp\ 4}$ — мощность буксования фрикциона; N_Σ — суммарная мощность

Примечание. В уравнениях № 8—13 первая часть цифрового индекса крутящих моментов соответствует номеру ТПМ, а вторая, записанная через дефис, — номеру конкретного звена этого ТПМ (например, M_{210-0} означает момент на звене 2 ТПМ210).

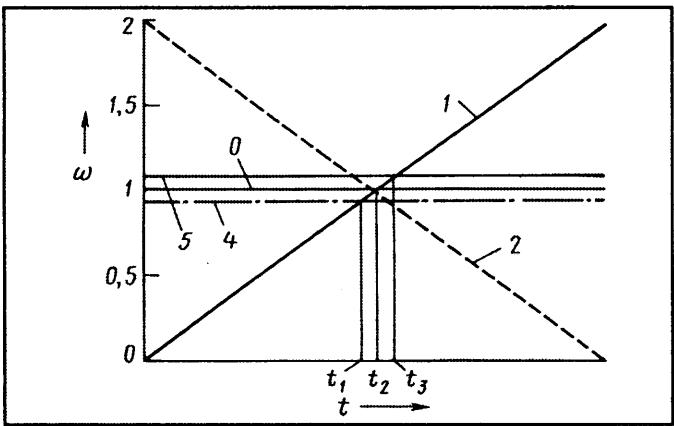


Рис. 2. Зависимость угловых скоростей ω_2 от ω_0 и ω_1 :
0 — угловая скорость звена 0; 1 — угловая скорость звена 1;
2 — угловая скорость звена 2; 4 — угловая скорость звена 4;
5 — угловая скорость звена 5

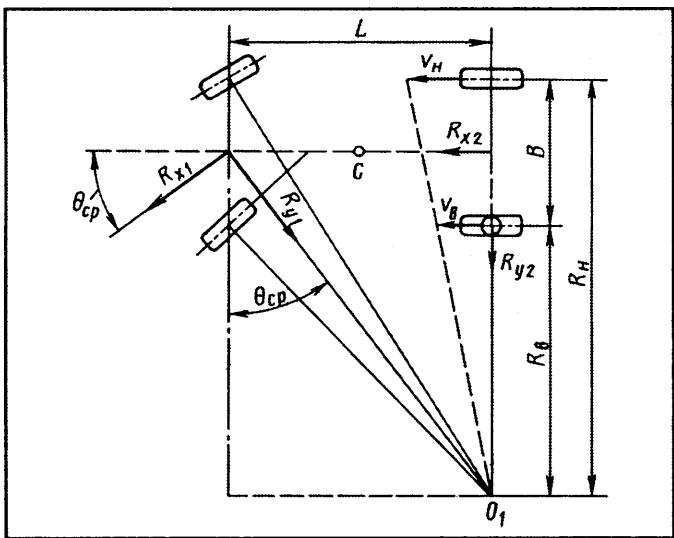


Рис. 3. Упрощенная схема поворота автомобиля:
 θ_{cp} — средний угол поворота передних управляемых колес;
 R_i — реакции колес автомобиля, приведенные к центрам осей; I — база; B — колея; R_B и R_H — радиусы внутреннего и наружного колес (задних); v_B и v_H — скорости внутреннего и наружного колес

ным колесом (звено 1), больше угловой скорости приводимых через трехвенцовый сателлит дисков фрикциона (звено 4). А такой вариант, как видно из рис. 2, реален в области правее момента времени t_1 ($\omega_1 > \omega_4$).

Причем этот участок можно разбить на два подучастка: $\omega_2 > \omega_1$ (штатный режим, левое колесо вращается быстрее правого, так как проходит больший путь) и $\omega_2 < \omega_1$ (режим пробуксовки правого колеса в повороте, угловая скорость правого колеса больше угловой скорости левого, например, из-за попадания правого колеса на скользкую опорную поверхность).

При распределении угловых скоростей колес автомобиля, соответствующих участку графиков до момента времени t_1 , где $\omega_1 < \omega_4$ и ω_2 значительно больше ω_1 , может быть лишь при пробуксовке забегающего колеса, крутящий момент при замыкании фрикциона 4 с полуосью 1 может передаваться только с забегающего колеса к отстающему. Возникающий вследствие этого дополнительный разворачивающий момент в плоскости дороги будет препятствовать повороту направо. В то же время нужно отметить, что передача дополнительного момента на буксующее забегающее колесо не только не нужна, но даже вредна.

Представляет интерес, на какой угол в случае однородной поверхности будут повернуты управляемые передние колеса при распределении угловых скоростей задних колес, соответствующих моменту времени t_1 , т. е. когда ($\omega_1 = \omega_2$) и невозможно перераспределить большую часть момента на левое колесо. Чтобы найти этот угол, запишем (см. табл. 1) систему уравнений вращения отдельно взятых колес без учета изменения радиусов — формула № 4; движения автомобиля по дуге — № 5; связь наружного и внутреннего радиусов между собой — № 6; связь со средним углом поворота управляемых передних колес — № 7, характеризующую кинематику автомобиля в повороте, и начертим (рис. 3) упрощенную (без учета углов увода и изменения радиусов колес) схему поворота.

Решив данную систему, получаем: угол $\theta_{cp} \approx 15^\circ$, что значительно больше тех углов, на которые водитель, вводя автомобиль в поворот, поворачивает колеса на эксплуатационных скоростях движения. Из этого можно сделать вывод: при угловых скоростях колес автомобиля, соответствующих участку до момента времени ($\omega_1 < \omega_4$), режим $\theta_{cp} = 15^\circ$ достижим только при пробуксовке забегающего колеса на скользком покрытии, где перераспределять дополнительный крутящий момент на буксующее колесо нет никакого смысла.

Система уравнений, характеризующая распределение крутящих моментов по звеньям механизма и выходным валам, включает 10 уравнений (см. табл. 1). В том числе два (№ 8) — для обычного симметричного дифференциала, который присутствует в механизме как ТПМ 210; два (№ 9) — для ТПМ 034 (с неподвижным звеном 3); одно (№ 10) — равновесия звена 0; одно (№ 11) — равновесия звена 4; одно (№ 12) — равновесия правой полуоси (звено 1); одно (№ 13) — равновесия левой полуоси (звено 2), два (№ 14) — баланса моментов сопротивления и выходных моментов на полуосях (звеньях 1 и 2). При ее решении нужно иметь в виду следующее.

1. Крутящий момент M_0 , подводимый от двигателя к корпусу дифференциала, может быть как положительным, так и отрицательным (торможение двигателем).

2. Задавая момент трения в управляемом фрикционе, определить направление его действия без учета кинематических зависимостей (см. рис. 2) невозможно. Указывая направление (знак) действия момента трения, следует руководствоваться правилом: данный момент всегда направлен в сторону, противоположную угловой скорости звена. Угловые скорости фрикциона (звеньев 1 и 4) берут из рис. 2, причем из области такого сочетания их величин, при котором есть отвод энергии от звена 1 (правой полуоси), т. е. из области, где $\omega_1 > \omega_4$. Но так как скорости ω_1 и ω_4 здесь направлены в одну сторону и большая из них ω_1 , то момент трения на звене 1 (M_{tp1}) будет направлен противоположно данной скорости, а момент трения на звене 4 (M_{tp4}) — противоположен направлению момента M_{tp1} . При этом следует уточнить, что здесь большую роль играет относительная скорость звеньев. Например, если уменьшить пропорционально обе скорости так, что меньшая ω_4 станет равной нулю, то относительная скорость не изменится и будет равна $\omega_1 - \omega_4$ (она же будет скоростью звена 1). Таким образом (см. рис. 4), M_{tp4} в данных условиях — положительная величина, а M_{tp1} — отрицательная и равная M_{tp4} по модулю.

Для решения системы уравнений зададимся следующими начальными условиями (рис. 5): крутящий момент M_0 (линия 1), подводимый от двигателя к корпусу дифференциала, на протяжении некоторого времени будет постоянен и равен единице; момент трения M_{tp4} (линия 4) в течение этого времени будет линейно изменяться от нуля до 0,9.

Решаем систему относительно $M_{\text{вых.прав}}$ и $M_{\text{вых.лев}}$, найденные значения (линии 3 и 2 соответственно) крутящих моментов наносим на рис. 5 вместе с заданными.

Проверим, соответствуют ли полученные результаты закону сохранения энергии, т. е. равна ли мощность, подводимая к механизму, сумме мощностей на полуосях механизма и мощности буксования фрикциона. Возьмем, например, соотношение крутящих моментов, которое соответствует некоему

моменту времени t_i (см. рис. 5): $M_0 = 1$; $M_{\text{вых.прав}} = 0,179$; $M_{\text{вых.лев}} = 0,779$; $M_{\text{тр4}} = 0,6$.

Мощность на каждом звене будет меняться в зависимости от его угловой скорости ($N = M \cdot \omega$). Используя ранее полученные соотношения угловых скоростей звеньев (см. рис. 2), запишем уравнения мощности (№ 15 в табл. 1) и построим графики N (рис. 6). При этом учтем, что соотношение крутящих моментов на звеньях механизма имеет смысл только при $\omega_1 > \omega_4$.

Значение N_0 всегда будет равно единице, так как M_0 и ω_0 — константы, равные единице. Из рис. 6 видно, что значения мощности N_Σ тоже постоянно равны единице. То есть затрачиваемая мощность N_Σ равна подводимой N_0 . Значит закон сохранения энергии выполняется.

При приложении к корпусу дифференциала отрицательного крутящего момента (торможение двигателем) система уравнений крутящих моментов решается аналогичным образом. Только $M_0 = -1$. Результаты расчета изображены на рис. 5 пунктиром (линии 6 и 7).

Функционирование механизма при повороте налево подобно уже рассмотренному действию его при повороте направо. Рассуждая аналогично, можно составить системы уравнений, отвечающие за кинематику и динамику, только вместо четвертого будет подтормаживаться пятый фрикцион (см. рис. 1).

Наконец, рассмотрим общий случай распределения крутящего момента по колесам автомобиля при включении того или иного фрикциона. Для этого составим две таблицы (№ 2 — при приложении к устройству внешнего положительного крутящего момента и № 3 — при торможении двигателем) и нанесем на них центральные части графика угловых скоростей звеньев механизма (см. рис. 2). Эти части условно можно разделить на четыре зоны, границы которых — вертикальные прямые. Из них центральная прямая ($\omega_1 = \omega_2$) показывает соотношение угловых скоростей звеньев механизма, когда корпус дифференциала и оба колеса вращаются с одинаковой угловой скоростью; левая ($\omega_1 = \omega_2$) — такое соотношение угловых скоростей механизма, при котором меняется направление передачи крутящего момента при включенном фрикционе правого поворота (т. е. перераспределение крутящего момента осуществляется в сторону колеса 2 при $\omega_1 > \omega_4$ и в сторону колеса 1 при $\omega_1 < \omega_4$); правая ($\omega_1 = \omega_5$) — то же при включенном фрикционе левого поворота.

Как видим, при правом повороте режим работы, соответствующий $\omega_1 < \omega_4$, не типичный для движения в нормальных дорожных условиях с высокими скоростями: здесь скорость колеса 2 значительно превышает скорость колеса 1, что может возникнуть только при пробуксовке колеса 2. В таком случае перераспределять большую часть момента на буксующее колесо 2 неразумно. Да и невозможно. Но и при резком перераспределении большей части момента на колесо 1 в плоскости дороги может возникнуть момент, который дестабилизирует движение автомобиля, т. е. будет его разворачивать.

При задействованном фрикционе левого поворота и $\omega_1 < \omega_5$ крутящий момент перераспределяется в сторону колеса 1 и при $\omega_5 < \omega_1$ — в сторону колеса 2. Режим работы устройства при $\omega_5 < \omega_1$ — тоже не типичен для движения в нормальных дорожных условиях с высокими скоростями: здесь скорость колеса 1 значительно превышает скорость колеса 2, что может возникнуть только при пробуксовке колеса 1. То есть и в этом случае перераспределять большую часть момента на буксующее колесо неразумно и невозможно. При резком же перераспределении большей части момента на колесо 2 в плоскости дороги может возникнуть момент, который дестабилизирует движение автомобиля.

При приложении к корпусу дифференциала внешнего отрицательного крутящего момента (торможение двигателем) распределение тормозных моментов будет обратным (см. табл. 3) распределению, приведенному в табл. 2. Но ничего плохого здесь нет: при отпускании педали управления подачей топлива направление дополнительного момента в плос-

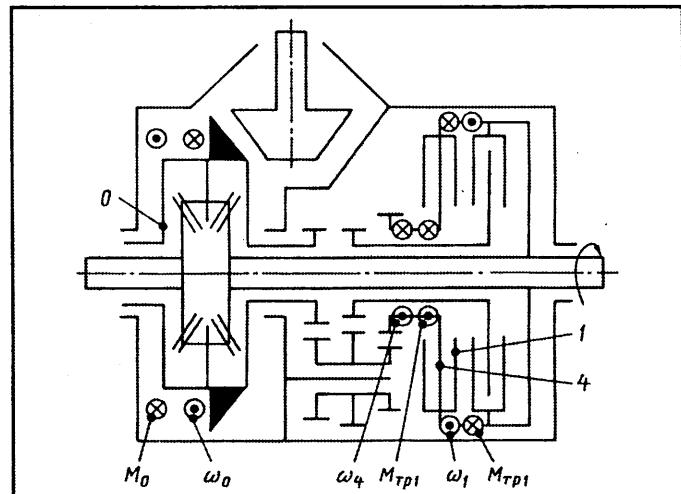


Рис. 4. Определение направления действия момента трения:
 $M_{\text{тр}i}$ и ω_i — моменты трения и угловые скорости, соответствующие i -м звеньям

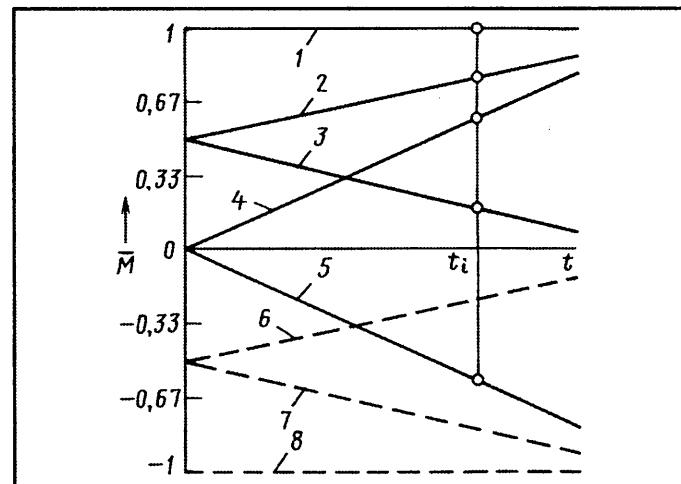


Рис. 5. Крутящие моменты на звеньях механизма при включенном фрикционе правого поворота:

1 — $M_0 = 1$; 2 — $M_{\text{вых.лев}}$ при $M_0 = 1$; 3 — $M_{\text{вых.прав}}$ при $M_0 = 1$; 4 — $M_{\text{тр4}}$; 5 — $M_{\text{тр1}}$; 6 — $M_{\text{вых.лев}}$ при $M_0 = -1$; 7 — $M_{\text{вых.прав}}$ при $M_0 = -1$; 8 — $M_0 = -1$

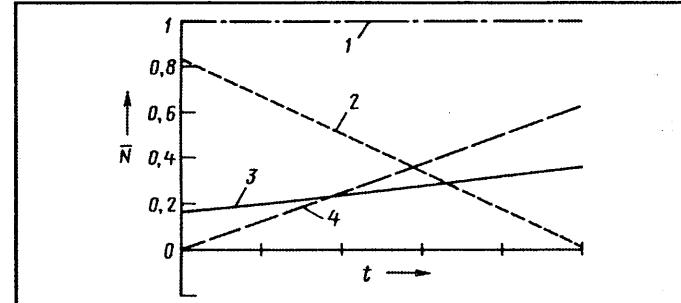


Рис. 6. Мощностной баланс механизма:

1 — N_Σ ; 2 — $N_{\text{вых.лев}}$; 3 — $N_{\text{вых.прав}}$; 4 — $N_{\text{тр4}}$

кости дороги не изменяется, так как тормозные моменты направлены в противоположные стороны. Но при этом большая часть крутящего момента будет загружать внутреннее по отношению к повороту колесо.

Таким образом, дифференциал фирмы "Мицубиси" может работать как при внешнем положительном, так и при внеш-

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ЧЛЕН МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА ВЫСТАВОК И ЯРМАРОК



**Ижевский
Экспоцентр**

22-25 июня 2004 года



Всероссийская специализированная выставка

ПРАВИТЕЛЬСТВО УДМУРТСКОЙ РЕСПУБЛИКИ

АДМИНИСТРАЦИЯ ГОРОДА ИЖЕВСКА

УДМУРТСКАЯ ТОРГОВО-ПРОМЫШЛЕННАЯ ПАЛАТА



“ИЖАВТО”

ФОЦ “Здоровье”
ул. Кооперативная, 9

Информационные спонсоры



426063, Удмуртская Республика
г. Ижевск, ул. Гольянский поселок, 54а
тел./факс: (3412) 51-13-15, 76-14-17, 75-03-08
e-mail: expo-a@udm.net
Сайт выставки: <http://www.avto.izhexpo.ru>

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

autimedia.ru

Г. Ижевск

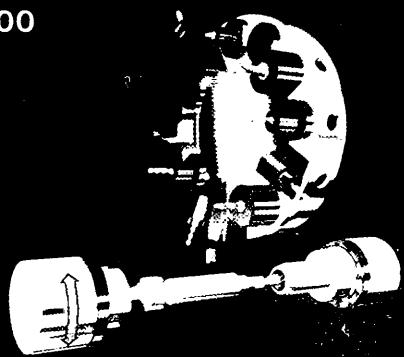


Токарные станки в любой необходимой конфигурации

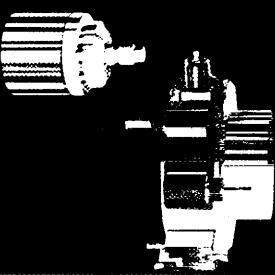
TNA 500
TNA 600



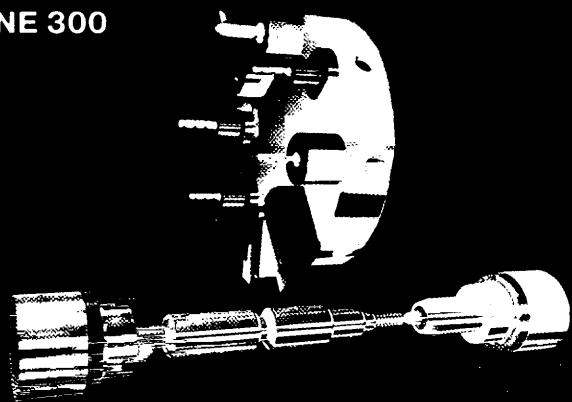
TNA 300



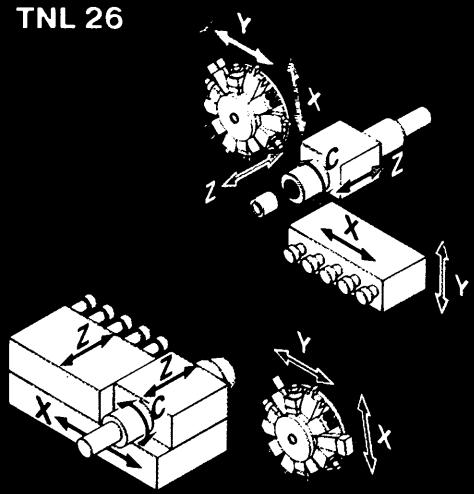
TNC 42
TNC 65



TNE 300



TNL 26



Ждем Вас на выставке «Металлообработка – 2004»,
которая пройдет в Экспоцентре с 24 по 29 мая 2004 года.
Экспозиция фирмы GALIKA AG находится в зале 2.2.

Проведение консультаций, продажа, ввод в эксплуатацию и сервисное обслуживание высококачественного оборудования, и прежде всего станков, обрабатывающих центров и линий, с обучением персонала работе на этом оборудовании. Всегда в наличии на складе в Москве запасные части и расходные материалы для всех видов станков.

119334, Москва, Пушкинская наб., 8а
Тел.: (095) 954 09 00, 954 09 04, 954 09 09,
954 12 07, 954 14 63; факс: (095) 954 44 16

E-mail: sales@galika.ru Internet: <http://www.galika.ru> Германская научная библиотека
www.booksite.ru

GALIKA AG