ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 4 • апрель • 2013

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 353

ХЕДЖИРОВАНИЕ ФИНАНСОВЫХ РИСКОВ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ. ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ

Канд. экон. наук **К.Ю. КУРИЛОВ**
Тольяттинский ГУ (8482. 73-82-74)

На примере ВАЗа рассматриваются практические аспекты хеджирования рисков предприятий автомобилестроения, даются практические рекомендации по его процедурам хеджирования рисков, а также организационной структуре.
Ключевые слова: *автомобильная промышленность, отрасль по производству транспортных средств, хеджирование рисков, деривативы, производные финансовые инструменты.*

Kurilov K.Yu.

HEDGE FINANCIAL RISKS MOTOR ENTERPRISES. PRACTICAL ASPECTS

On the example of VAZ the practical aspects of risk hedging automotive industry, provides practical guidance on the procedure for the hedging of risks, and the organizational structure In the "turbulent" economic environment facing the automotive business risk that the value of raw materials, components, currency and rising interest rates are considered.
Keywords: *automotive industry, the industry for the production of vehicles, hedging, derivatives, financial derivatives.*

Практика зарубежных предприятий, в том числе автомобилестроительных, показывает, что в процессе финансово-хозяйственной деятельности они активно используют финансовые инструменты хеджирования (сделки на одном рынке для компенсации рисков равной, но противоположной направленности на другом рынке). Иначе говоря, страхование широкого спектра рисков – от изменения стоимости сырья и комплектующих до изменения процентных ставок и валютных ресурсов. По данным исследований Зенке М. Бартрама, Григория В. Брауна и Франка Р. Фехле, из 7309 нефинансовых фирм из 48 стран, включая США, более половины (54,3 %) используют в своей хозяйственной деятельности деривативы для хеджирования различных видов рисков. При этом 35,9 % объемов сделок приходится на валютные деривативы, 32 % – производные ценные бумаги, базовым активом по которым являются процентные ставки, и 9,2 % составляют фьючерсы, опционы и другие финансовые инструменты, связанные с ценами на сырьевые товары. Если же говорить о предприятиях автомобильной промышленности, то доля тех из них, которые используют производные финансовые инструменты, намного выше: из 165 попавших в анализ предприятий 118 (75,5 %) хеджируют риск с помощью деривативов [1].

Хеджирование рисков с использованием деривативов началось в марте 1851 г., когда для снижения негативного влияния колебаний цен на кукурузу на Чикагской товарной бирже была запущена торговля форвардными контрактами базовым актом, которым и была кукуруза. В настоящее время помимо форвардных контрактов для хеджирования рисков используются различные финансовые инструменты: фьючерсные контракты, опционы, свопы, своп-оп-

Май для редакции журнала "Автомобильная промышленность" – всегда особенно ответственный и важный месяц. И связано это не только с годовщиной Великой Победы, которую мы всякий раз стараемся чем-то отметить. С этого же месяца в 1930-м начал издаваться наш журнал, называвшийся тогда "Автотракторное дело", а позже – "Автомобильная и тракторная промышленность". Поэтому, именно работая над очередным майским номером, мы невольно оглядываемся назад и одновременно пытаемся заглянуть вперед, определить актуальные задачи, уточнить место и роль издания в нашей стремительно меняющейся отрасли. Вот об этом бы и хотелось с вами, коллеги, сегодня немного поговорить … ***(см. стр. 40)***

ционы. Например, толчком к массовому применению фьючерсных контрактов для хеджирования рисков стали кризисные явления в мировой экономике начала 1970-х гг., которые по характеру воздействия на мировую экономику очень похожи на кризис 2008–2009 гг.

Российские предприятия автомобилестроения периодически испытывают негативное влияние внешней среды, что проявляется в росте стоимости сырья, комплектующих, процентных ставок и изменения валютных курсов. Но наиболее негативное влияние оказал мировой финансовый кризис 2008–2009 гг. и связанная с ним "турбулентность" внешней экономической среды (которая сохраняется и по сей день). Причем предприятия испытывают негативное влияние в первую очередь роста цен на сталь. Например, за последние 12 лет с 2001 по 2012 г. цены на нее выросли более чем в 3 раза [2]. А это, если учесть, что доля стали в общей массе автомобиля составляет 79...80 %, становится очевидным: рост цен на нее ведет к адекватному росту себестоимости продукции автомобилестроения. При этом возрастающая конкуренция среди производителей автомобилей и увеличение объемов их выпуска в мире, в первую очередь в Китае, делают соответствующую компенсацию роста себестоимости ростом цены на реализуемую продукцию фактически невозможной.

Кроме того, на финансовый результат предприятия нашего автомобилестроения оказывают влияние не только рост цен на сталь, но и колебания стоимости валютных ресурсов. И оно тем существеннее, чем больше доля импортных комплектующих в стоимости автомобиля. А она постоянно растет. Например, в вазовской новинке – автомобиле "Лада Ларгус" – их уже 76 %. И по мере интеграции российских автопроизводителей в мировую отрасль влияние изменения валютных курсов в сторону ослабления национальной валюты будет возрастать [3].

Следует заметить и то, что ослабление рубля и повышение курсов иностранных валют происходит в кризисные для российской экономики периоды, которые обычно сопровождаются падением объемов продаж автомобилей, снижением объемов потребительского кредитования и прочими негативными последствиями. Компенсировать же потери за счет повышения цены практически невозможно, так как рынок в это время "лежит на боку" и любое, даже незначительное, увеличение цен на продукцию вызовет еще большее падение ее продаж.

Правда, укрепление национальной валюты тоже не всегда благо. Так, что касается экспорта автомобилей, то это совсем не так. Возьмем конкретный пример. По итогам 2011 г. ВАЗ на зарубежных рынках реализовал 43 839 автомобилей, что составляет 8 % общего объема продаж его продукции. Понятно, что увеличение стоимости рубля сразу же снизило бы рублевую доходность заключенных экспортных контрактов.

Помимо роста цен на сталь и изменения валютных курсов негативное влияние на финансово-хозяйственную деятельность предприятий автомобилестроения оказывает положительное изменение процентных ставок. Тем более что их рост, как в случае с ростом курса иностранной валюты, начинается в самый "неподходящий" момент – во время прогрессирующих кризисных явлений в экономике. Кроме того, к этому моменту на складах дилеров обычно скапливаются остатки нереализованной продукции, поставщики сырья и комплектующих начинают испытывать недостаток в оборотных средствах, сокращают поставки продукции на условиях рассрочки платежа, требуют предоплаты. В итоге долговая нагрузка на предприятия автомобилестроения значительно увеличивается, а рост процентов за обслуживание кредитов делает обеспечение существующей задолженности критическим. Это может привести к дестабилизации финансового состояния предприятий, падению его ликвидности и банкротству. Яркий тому пример – кризис 2008–2009 гг. Его последствиями стали банкротство крупнейшего производителя автомобилей – "Дженерал Моторс", техническое банкротство "Крайслер", финансовые проблемы немецкого "Опель" и российского ВАЗа, банкротство шведского СААБ и т.д. То есть в 2008–2009 гг. мировое автомобилестроение столкнулось с крупнейшим в истории кризисом отрасли, одна из причин которого – высокая долговая нагрузка фирм и невозможность ее обслуживания в связи с резким ростом стоимости финансирования. Долговой кризис автомобилестроительных компаний был преодолен за счет правительственной поддержки. Так, на спасение ВАЗа Правительство России затратило 70 млрд руб. Причем большая часть из них, 54 млрд, ушло на погашение текущего долга в виде полученных кредитов, выпущенных облигаций и векселей.

Это, так сказать, видимые риски. Но в целом предприятия автомобилестроения в своей хозяйственной деятельности встречаются с множеством и других, менее публичных – от риска соблюдения договорных отношений в процессе поставок комплектующих и сырья до рисков, связанных с изменением правовой системы и форс-мажором (рис. 1). Последствия большинства из этих рисков минимизируются с помощью системы выбора контрагентов, заключения договоров со страховыми фирмами, использования юридической поддержки и пр.

Однако из всей совокупности рисков необходимо выделить с точки зрения автопрома риски трех вариантов, связанных с ростом стоимости сырья, изменения курсов валют и процентных ставок. И вот почему.

Во-первых, для этих рисков существует эффективная система снижения потерь, в которую входит хеджирование рисков на финансовых и сырьевых рынках за счет совершения сделок с производными финансовыми инструментами.

Во-вторых, риски носят периодический, цикличный характер, который объясняется периодическими разнонаправленными изменениями цен на активы на финансовых и товарных рынках.

В-третьих, хеджирование данных рисков без использования внебиржевых и биржевых производ-

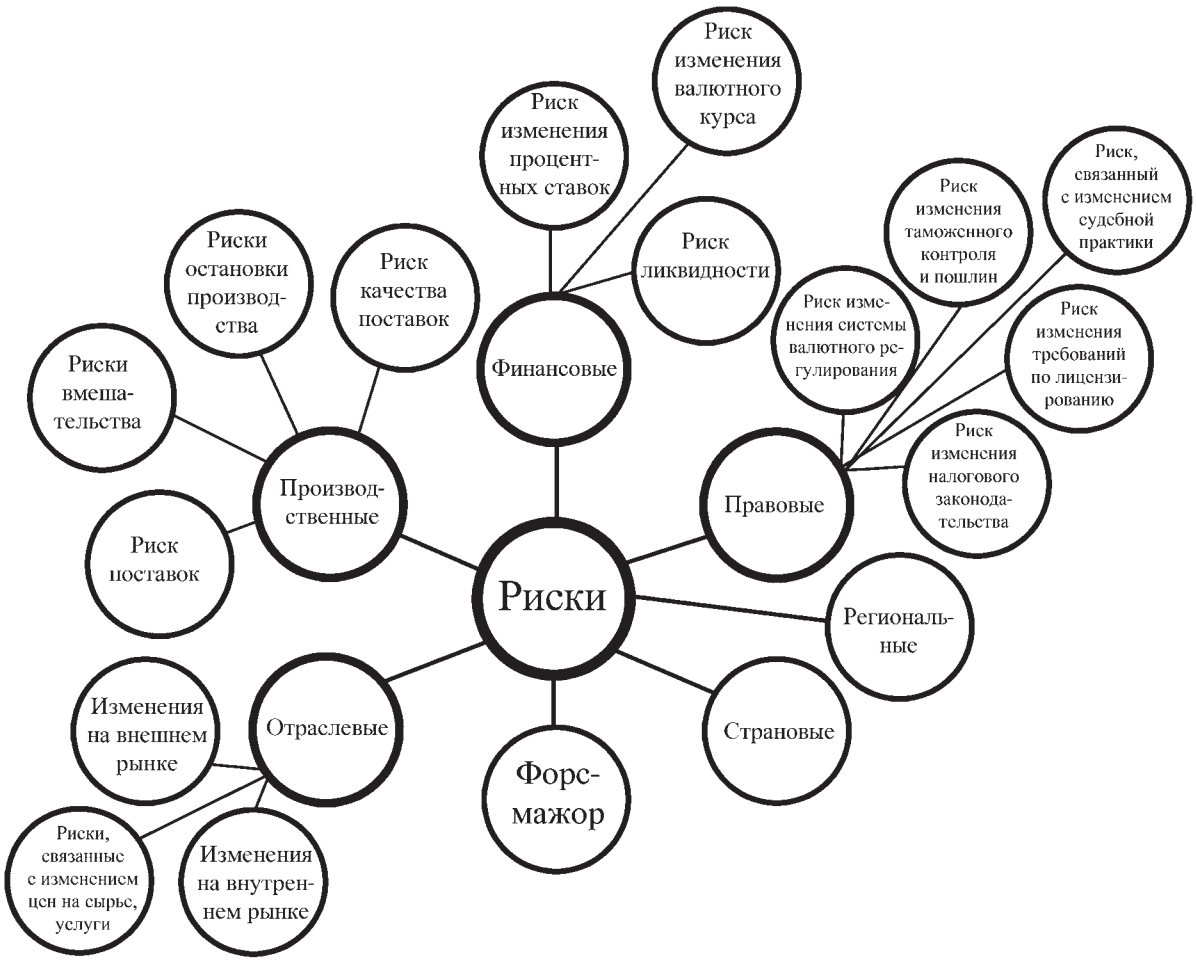


Рис. 1. Риски предприятий автомобильной промышленности

ных финансовых инструментов практически невозможно.

При этом под хеджированием понимают страхование, снижение риска потерь, обусловленные неблагоприятными для продавцов или покупателей изменениями рыночных цен на товары по сравнению с теми, которые учитывались при заключении договора. В частности, применительно к финансовым рынкам хеджирование – это снижение риска потерь, обусловленных для продавцов (займодавцев) или покупателей (заемщиков) изменениями рыночных цен на товары, валюту или процентные ставки за счет продажи (покупки) производных финансовых инструментов.

Как же на практике осуществлять хеджирование рисков производителей автомобилей с помощью деривативов? Чтобы ответить на этот вопрос, рассмотрим практический пример – хеджирование валютных рисков автомобилестроителя. При этом будем иметь в виду, что 57,6 % производных финансовых инструментов, используемых при их хеджировании, составляют деривативы валютные. Это означает, что хеджирование валютных рисков – чрезвычайно важно.

Предположим, что российский автомобилестроитель привлек кредитные ресурсы в долларах США. Следовательно, в случае роста стоимости валюты он рискует увеличением привлеченного кредита и будущих процентных платежей пропорционально росту курса российского рубля. Учитывая, что основной объем его продукции продается в России за российскую национальную валюту, рост курса доллара будет приводить к незапланированному оттоку денежных средств, что может ухудшить финансовое состояние предприятия. Предсказать же будущий курс валюты практически невозможно, потому что на него влияет множество факторов: решения ЦБ РФ, поведение цен на сырьевых рынках и т.д. Например, допустим, что автомобильный завод 01.01.2008 г. взял в кредит 1 млн долл. по ставке 6 % годовых. Плата за пользование кредитом должна составить 0,06 млн долл. Но курс доллара изменился: на 01.01.2008 г. доллар стоил 30,5331 руб., а на 01.01.2009 г. – уже 34,428 руб. В результате потери на разнице курсов в период действия кредитного договора составили 6 104 600 руб. То есть взятый в иностранной валюте кредит будет эквивалентен рублевому кредиту с процентной ставкой 32,48 % годовых.

Однако дополнительные расходы на оплату кредита в иностранной валюте автомобилестроитель может снизить, используя деривативы валютного рынка. В рассмотренном случае он мог приобрести производный финансовый инструмент или комбинацию из нескольких финансовых инструментов с условием поставки долларов на момент выплаты процентных платежей по кредиту и на дату выплаты основного долга. В результате его риски, связанные с возможным ростом курса доллара, были бы сведены к минимуму. Но следует иметь в виду, что выбор конкретного инструмента хеджирования валютного риска зависит от наличия системы хеджирования рисков конкретного производителя. Если она есть, то он может использовать фьючерные контракты, а если ее нет, то наиболее эффективным и безопасным с точки зрения рисков, связанных с приобретением производной ценной бумаги, будет покупка опциона или заключение внебиржевой сделки типа своп, т.е. фиксирование цен.

В подтверждение сказанному рассмотрим пример хеджирования валютного риска по привлеченному валютному кредиту путем приобретения опциона на доллары США на ММВБ.

Предположим, что право купить доллары США на момент выплаты основного долга по кредиту на 12.01.09 г. будет стоить 1,18 руб. за один доллар (используется максимальная величина затрат, так как предприятие будет вынуждено купить несколько опционных контрактов сроком исполнения через три месяца в течение действия кредитного договора). Таким образом, предприятие потратит на хеджирование валютного риска 1 180 000 руб., что значительно меньше потерь от колебаний валютного курса (6 104 600 руб.), а эффективная процентная ставка, эквивалентная аналогичному рублевому кредиту, составит всего лишь 12,32 %.

Для предприятий автомобильной промышленности, экспортирующей продукцию в другие страны, характерны потери, связанные с обратной ситуацией, – ростом курса рубля по отношению к доллару США.

Допустим, что автопроизводитель поставил легковые автомобили и машинокомплекты в Египет на общую сумму 5 000 000 руб. Платежи по контракту будут осуществляться в долларах. Тогда при снижении курса доллара его выручка снизится на те же проценты. То есть при подорожании рубля на 10 % убыток от сделки составит 500 000 руб.

Таким образом, автопроизводители, как видим, сталкиваются с двумя разновидностями валютного риска – обесценивания и удорожания национальной валюты. При этом одна валютная позиция обычно превалирует над другой. Однако в некоторых случаях они могут компенсировать друг друга. Например, полученный кредит в размере 1 000 000 долл. и заключенный экспортный контракт на поставку автомобилей на ту же сумму и с той же датой экспирации создают нейтральную валютную позицию, т.е. предприятие будет нечувствительно к изменению стоимости доллара и национальной валюты. Поэтому для производителей автомобилей целесообразно определять совокупную валютную позицию (нетто позиции) по всем заключенным договорам на конкретные даты и в зависимости от нее принимать соответствующие решения о хеджировании рисков.

(Окончание следует)

Литература

1. Бартрам З.М., Браун Г.В., Фехле Ф.Р. Международный опыт использования производных финансовых инструментов. Американская финансовая ассоциация [сайт]. URL: http://www.afajof.org/pdfs/2004program/UPDF/P562_Derivatives.pdf (дата обращения 10.10.2012).
2. Индексы цен на сырьевые товары // Индекс Мунди: [сайт]. URL: http://www.indexmundi.co/commodities/?commodity=steel=wire-rod&months=360 (дата обращения 10.10.2012).
3. АВТОВАЗ намерен увеличить долю импортных комплектующих до 70–80 % // Официальный сайт. За рулем [сайт]. URL: http://www.zr.ru/content/news/40591-avtovaz_nameren_uve-lichit_dolu_importnyh_komplektujushin_do_7089/ (дата обращения: 10.10.2012).
4. Курилов К.Ю., Курилова А.А. Цикличность развития мировой автомобильной промышленности // Экономический анализ. 2010. № 35 (200). С. 33–44.

УДК 629.113

КОМПЛЕКСЫ КОЛИЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ ОРГАНИЗАЦИИ МОНИТОРИНГА КАЧЕСТВА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Д-р техн. наук **В.Н. КОЗЛОВСКИЙ,** канд. техн. наук **В.И. СТРОГАНОВ**
Поволжский ГУ сервиса (8482. 63-71-40), МАДИ (ГТУ)

Рассматриваются результаты исследования систем количественных показателей надежности, используемых при организации процесса мониторинга качества легковых автомобилей в период эксплуатации.
Ключевые слова: *качество; надежность; удовлетворенность потребителей; автомобиль.*

Kozlovskiy V.N., Stroganov V.I.

QUANTITATIVE INDICATORS OF QUALITY MONITORING TO THE CAR IN SERVICE

The results of the study of systems quantitative reliability of the monitoring process in the organization of the quality of passenger cars during the period of operation.
Keywords: *quality, reliability, customer satisfaction, car.*

Обеспечение высокой конкурентоспособности продукции отечественного автомобилестроения – одна из важнейших задач развития экономики России. Потому что качество продукции есть ключевая составляющая конкурентоспособности. И хотя качество – показатель многофакторный, сегодня для потребителя доминирующим его аспектом при выборе нового легкового автомобиля является надежность. Чем, к сожалению, российские марки обладают далеко не всегда, причем даже на этапе гарантийной экс-

плуатации. И одна из причин тому, по мнению авторов, – отсутствие эффективной системы мониторинга качества продукции в эксплуатации.

Дело в том, что современная система мониторинга – уже не совокупность констатирующих инструментов, определяющих текущий уровень качества и надежности автомобилей. Чаще всего она идет в стыке с техническим маркетингом и представляет собой инструменты управления, позволяющие оперативно реагировать на "всплески" проблем качества как внутри, так и вне предприятия-автопроизводителя, а ее фундаментом служит комплекс количественных показателей, отражающих аспекты качества продукции. И здесь следует выделить два, можно сказать, исторических направления развития комплексов таких показателей: традиционный и перспективный.

К первому из них относится группа количественных индикаторов, которые давно и широко применяются в отечественном автомобилестроении, а ко второму – индексы, активно внедряющиеся на предприятиях сегодня. И основаны они на опыте лидеров мирового автомобилестроения, обеспечивают более полную информативность на этапах жизненного цикла автомобиля.

Проанализируем оба эти комплекса.

Традиционные показатели. Классификация традиционных моделей расчета индексов качества автомобилей приведена в табл. 1.

Показатели модели А представляют собой количественные значения отказов или затраты на ремонт или замену автомобилей за определенный интервал времени, выраженные в абсолютных величинах. При этом существует три возможных варианта анализа. Первый заключается в анализе данных по изделиям определенной даты выпуска (по дате выпуска изделия); второй позволяет проводить расчет показателей с учетом даты продажи автомобилей; третий – обеспечивает определение общего числа отказов автомобилей, которые зарегистрированы на конкретную дату в специализированной информационной системе, осуществляющей сбор и обработку данных об отказах на предприятиях сервисной сети (по дате регистрации отказов).

Таблица 1

Показатель	Временной период	Способ расчета	Применение
Модель А. Абсолютные показатели (число отказов, суммарные затраты)	По дате регистрации отказа	–	Для назначения целей в области качества и мониторинга их выполнения
	По дате выпуска изделия	–	Для предварительного анализа качества
Модель В. Отказы выпущенного автомобиля	По дате выпуска изделия (по дате продажи)	Отношение числа отказов, выявленных в автомобилях, которые выпущены в течение определенного месяца (×1000), к числу выпущенных автомобилей в том же месяце	Для анализа изменений качества выпускаемой продукции, оценки эффективности внедренных мероприятий по улучшению показателей качества

Таблица 2

№ формулы	Формула	Примечания
1	$D^R = \sum_{i=1}^{n} d_i^R$	i – порядковый номер для анализа (i = 1, ..., n); d_i^R – число отказов, зарегистрированных в этот день
2	$D^V = \sum_{j=1}^{n} d_j^V$	j – порядковый номер дня выпуска изделия (j = 1, ..., m); d_i^V – число отказов, зарегистрированных в этот день
3	$Z = Z_у + Z_з + Z_м$	–
4	$Z^R = \sum_{i=1}^{n} Z_i^R$	Z_i^R – суммарные затраты, зарегистрированные к i-му дню анализа
5	$Z^V = \sum_{j=1}^{n} Z_j^V$	Z_j^V – суммарные затраты, зарегистрированные в j-й день выпуска продукции
6	$\overline{D}^V = \frac{D^V}{V} \cdot 1000$	V – число выпущенных в рассматриваемом периоде изделий в течение определенного месяца
7	$\overline{D}^A = \frac{D^R}{A} \cdot 1000$	A – число изделий, зарекламированных за рассматриваемый период
8	$\overline{D}^S = \frac{D^R}{S} \cdot 1000$	S – объем гарантийного парка в рассматриваемый период
9	$\overline{D}_n^{Sn} = \frac{D_n^R}{S_n} \cdot 1000$	–
10	$GMF‰_i = \frac{\sum_{i=1}^{n} Q_i}{N} \cdot 1000$	$GMF‰_i$ – число отказов автомобилей известного месяца производства в i-м месяце эксплуатации (в расчете на 1000 автомобилей); Q_i – число накопленных отказов по i-й системе автомобиля; N – общее число автомобилей, исследуемых за данный период
11	$K‰_В(MIS) = 1000 \sum_{i=0}^{i=MIS} k_i$	$K‰_В$ *(MIS)* – число гарантий (month in service), число месяцев между датой продажи изделия и датой регистрации документов на ремонт; k_i – коэффициент, характеризующий отношение числа отказов к числу проданных автомобилей по каждому из месяцев, входящих в группу анализа
12	$R‰_В(MIS) = 1000 \cdot \sum_{i=0}^{i=MIS} r_i$	r_i – коэффициент, отражающий отношение числа блокирующих отказов к числу проданных автомобилей по каждому из месяцев, входящих в группу анализа
13	$Z‰_В(MIS) = 1000 \sum_{i=0}^{i=MIS} z_i$	z_i – коэффициент, отражающий отношение затрат на устранение отказов к числу проданных автомобилей по каждому из месяцев, входящих в группу анализа
14	$P‰_i = \frac{\sum_{i=1}^{n} Y}{N} \cdot 1000$	Y – число отказов автомобилей известного месяца производства, выявленных при предпродажной подготовке

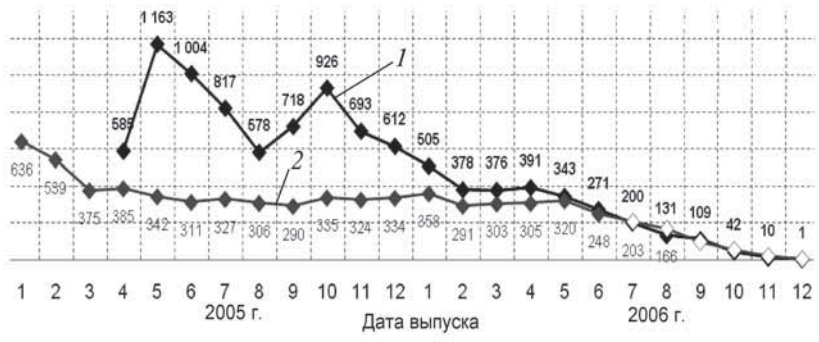


Рис. 1. Отказы по дате выпуска изделия:
1 – для модели А; *2* – для модели В

К абсолютным показателям надежности относятся: число отказов D^R и суммарные затраты Z. При этом число отказов по дате их регистрации определяется по формуле № 1 (табл. 2), число отказов D^V по дате выпуска изделия – по формуле № 2, суммарные затраты Z (затраты) в общем случае, очевидно, складываются как сумма затрат на услуги ($Z_у$), запасные части ($Z_з$) и материалы ($Z_м$), т.е. по формуле № 3. Суммарные же затраты Z^R по дате регистрации рассчитываются по формуле № 4, а по дате выпуска (Z^V) – по формуле № 5.

В случае модели В отказы ($\overline{D}^V$) выпущенного изделия определяются отношением числа D^V отказов, обнаруженных в автомобилях, которые выпущены в течение определенного месяца (берутся в расчете на 1000 автомобилей), к числу выпущенных автомобилей в том же месяце. Этот показатель считается по дате выпуска с учетом периода эксплуатации (формула № 6). Он наиболее чувствителен к изменениям, проведенным в производстве, так как уже через 3–6 месяцев реагирует на изменения. Этот показатель оценивает эффективность внедренных мероприятий, направленных на улучшение показателей качества.

В случае модели З используется показатель "отказы ($\overline{D}^A$) зарекламированного автомобиля". Он рассчитывается как отношение числа отказов за месяц к числу зарекламированных автомобилей и только по дате регистрации отказа (формула № 7), т.е. дает среднее число отказов, выявленных при ремонте или обслуживании автомобиля.

Этот показатель не очень чувствителен к изменениям в производстве: время его реакции от 6 до 18 месяцев. Он успешно применяется для сравнения результатов работы в отчетные периоды времени.

В модели Г применим показатель "отказы ($\overline{D}^S$) гарантийного парка автомобилей". Он представляет собой отношение числа отказов за месяц (×1000) к среднему гарантийному парку (парк гарантийных автомобилей) и считается по дате регистрации отказов (формула № 8). Причем гарантийный парк рассматривается как число отгруженных автомобилей, на которые распространяются гарантийные обязательства завода на момент проведения расчета.

Данный показатель не всегда надежный, так как на него влияют ситуации, изменяющие этот парк автомобилей. Например, увеличение срока гарантии с 12 до 24 месяцев, колебания объемов продаж отдельных моделей и т.д. Он точен лишь при стабильных программах выпуска и размере парка гарантийных автомобилей. Имеет низкую чувствительность к изменениям, проведенным в производстве: время реакции на изменения колеблется от 6 до 18 месяцев, позволяет сравнивать модель, по которой парк гарантийных автомобилей не заполнен, с моделью, имеющей его стабильный размер.

При модели Н используется показатель "накопленные отказы (D^{Sn}) гарантийного парка", который представляет собой отношение накопленного числа D_n^R отказов с даты начала производства к величине S_n накопленного гарантийного парка (формула № 9). При этом накопленный гарантийный парк рассчитывается как сумма отгруженных автомобилей, на которые распространяются гарантийные обязательства завода, с даты начала производства на момент проведения расчета.

Все перечисленные выше показатели обычно изображаются в виде графиков. Пример такого графика (для моделей А и В) приведен на рис. 1.

Перспективные показатели качества. Классификация перспективных моделей расчета показателей качества автомобилей в эксплуатации представлена в табл. 3. Модели расчета качества автомобилей в гарантийной эксплуатации представляют собой производные от модели GMF (качество в гарантии по группе месяцев эксплуатации). В классическом варианте, который используется автомобильными корпорациями США, расчет GMF проводится по формуле № 10.

При модели IPTV число $K_в$ (%) отказов по группе месяцев анализа в расчете на 1000 проданных автомобилей рассчитывается по формуле № 11.

Блок-схема расчета IPTV представлена на рис. 2. Она имеет прин-

Рис. 2. Блок-схема расчета показателя IPTV

Таблица 3

Показатель	Временной период	Способ расчета	Применение
Модель IPTV Отказы по группе месяцев наблюдения	По дате выпуска автомобиля (по дате продажи)	Число отказов проданных автомобилей по группе месяцев анализа	Для анализа динамики отказов продукции по месяцам продажи и группе месяцев анализа (от 0 до 36 и т.д.)
Модель IRVO Блокирующие отказы по группе месяцев наблюдения	То же	Число блокирующих отказов проданных автомобилей по группе месяцев анализа	Для анализа динамики блокирующих отказов продукции по месяцам продажи и группе месяцев анализа (от 0 до 36 и т.д.)
Модель c/v Уровень затрат по группе месяцев наблюдения	"	Уровень затрат на устранение отказов в эксплуатации проданных автомобилей по группе месяцев анализа	Для анализа динамики затрат на устранение отказов автомобилей в эксплуатации по месяцам продажи и группе месяцев анализа (от 0 до 36 и т.д.)
Модель PDI Отказы, выявленные на этапе предпродажной подготовки автомобилей	"	Число отказов, выявленных на этапе предпродажной подготовки автомобилей	Для анализа динамики отказов продукции перед продажей потребителям
Модель TRG Отказы по группе недель наблюдения	"	Число отказов, выявленных в течение первых месяцев эксплуатации автомобилей	Для оперативного анализа динамики отказов продукции в течение первых месяцев эксплуатации

ципиальное значение, поскольку расчет остальных показателей, кроме PDI (уровень качества на этапе предпродажной подготовки), по сути, дублирует алгоритм расчета IPTV.

Показатель IPTV рассчитывается каждый отчетный месяц. Но следует иметь в виду, что при первых расчетах он, как правило, неустойчив и стабилизируется после третьего пересчета, т.е. спустя три отчетные даты после первого расчета.

Модель IRVO использует показатель "уровень блокирующих отказов по месяцу эксплуатации", т.е. отказов, при появлении которых эксплуатация автомобилей запрещена или невозможна (безопасность, функциональность). Подсчитывается он по формуле № 12. При этом существует два пути определения перечня блокирующих отказов: это делает сама конструкторская служба предприятия или его служба качества проводит анкетирование потребителей, эксплуатирующих определенную модель автомобиля, на предмет составления перечня отказов, которые, по мнению потребителей, могут привести к невозможности эксплуатации этих автомобилей.

Модель c/v использует показатель "ремонтопригодность", от которого зависит уровень затрат на устранение отказов по автомобилям с установленным сроком эксплуатации, рассчитывается показатель по формуле № 13.

В модели PDI применяется показатель *P* качества, отражающий уровень дефектности автомобилей, выявленный на этапе предпродажной подготовки, который представляет собой отношение числа отказов, возникших на этапе предпродажной подготовки, к числу автомобилей, прошедших эту подготовку и имеющих определенную дату выпуска (формула № 14).

Модель TSG – это тревожные сигналы в гарантии, которые представляют собой совокупность показателей, отражающих число отказов по каждой из позиций кодификатора дефектов в течение первых 10 недель эксплуатации автомобилей. В случае резкого трехкратного превышения заданного уровня этим показателем у автомобилей с заданной датой выпуска объявляется тревога по этой номенклатуре. И начинается реализация алгоритма действий по устранению отказов в эксплуатации с внедрением конкретных мероприятий в процессах проектирования и производства. При этом возможна инициализация процедуры индивидуального отзыва автомобилей из гарантийной эксплуатации.

Совместный анализ двух комплексов количественных показателей качества автомобилей в эксплуатации показывает, что традиционная и перспективная системы обеспечивают достаточно полный анализ информации по надежности автомобилей. Однако у перспективного комплекса есть несомненные преимущества. Во-первых, наличие инструмента TSG обеспечивает возможности для более оперативного управления качеством при выявлении проблем в период эксплуатации; во-вторых, опыт использования входящих в него показателей доказал, что в условиях интеграции функций управления качеством в корпорациях, необходимой при ужесточении конкуренции на автомобильном рынке и борьбы за потребителя, автопроизводители для определения текущих позиций и перспектив развития качества вынуждены объединяться в клубы и проводить совместные исследования в области удовлетворенности потребителей качеством автомобилей. Схожие комплексы количественных показателей обеспечивают более эффективный процесс бенчмаркинга.

Вывод очевиден: в настоящее время в работу корпоративных служб качества ведущих отечественных автопроизводителей необходимо внедрять именно перспективные комплексы количественных показателей качества. Это – важнейшее условие успешной интеграции автомобильной промышленности России в конкурентную среду мирового автомобильного рынка.

-факты

Единственный в России изготовитель автобусов, использующий метод катафорезного грунтования кузовов, – Ликинский автобусный завод – модернизировал участок катафорезного грунтования окрасочной линии, инвестировав в него более 80 млн руб.

На всех восьми ваннах установлены промывные форсунки с мелкодисперсным распылением, что позволяет значительно экономить расход воды. В пяти ваннах подготовки и промывки поверхности кузова установлены дополнительные фильтры, маслосепараторы, а также магнитный сепаратор для качественной очистки растворов от механических и металлических примесей, что способствует улучшению качества подготовки поверхности кузова перед грунтованием. Применение замкнутой системы позволяет регенерировать растворы катафореза, не сливая их в очистные сооружения.

На линии установлены современные теплообменники "Ридан"" (Россия) и шкафы управления с контроллерами "Сименс", которые в автоматическом режиме поддерживают рабочую температуру растворов на линии. Заменены вся трубразводка и циркуляционные насосы, что гарантирует чистоту растворов и необходимую их циркуляцию.

В ванне катафорезного грунтования вместо прежних электродов установлены современные диализные ячейки с встроенными электродами. В результате увеличена плотность магнитного поля в ванне катафорезного грунтования и повышена проникающая способность грунта не только на открытых поверхностях кузова, но и в скрытых полостях.

Также на участке катафорезного грунтования установлена современная система ультрафильтрации, улучшающая качество грунтования, уменьшающая на 40 % нормы расхода на грунт, выстраивающая каскадную схему промывки после катафорезного грунтования с минимальным количеством химических растворов и воды.

Модернизация линии позволит окрашивать продукцию в соответствии с международным стандартом ISO 9001, принятым в окрасочной отрасли и автомобильной промышленности: при окраске машин завод будет максимально использовать ресурсосберегающие технологии и современные грунтовочные материалы. Создание на участке замкнутой системы использования деминерализованной воды и грунта, системы ультрафильтрации позволит сократить на 20...30 % затраты на обслуживание комплекса, гарантировать высокий ресурс кузова от сквозной коррозии, улучшить экологическую составляющую в регионе.

***

На базе Татарстанской таможни состоялся семинар Приволжского таможенного управления, полностью посвященный товарному знаку "КамАЗ".

В семинаре, прошедшем в режиме видеоконференции, приняли участие все таможни Приволжского федерального округа. Мероприятие состоялось в рамках исполнения решения Общественно-консультативного совета по взаимодействию с участниками внешнеэкономической деятельности Приволжского таможенного управления. Таможня Татарстана поставила цель – пресечение незаконного перемещения контрафактной продукции, содержащей объекты интеллектуальной собственности ОАО "КамАЗ" через границу таможенного союза.

Защита прав на интеллектуальную собственность традиционно связывается с противодействием продажам контрафактной продукции, в особенности комплектующих. Низкое качество подделок дискредитирует качество оригинальной продукции, и помощь сотрудников таможенных служб в деле борьбы с контрафактом крайне важна для КамАЗа. До сведения участников были доведены сведения по практике выявления контрафактных товаров с незаконно используемым знаком "КамАЗ", а также проведена презентация отличительных признаков оригинальной и контрафактной продукции. Представитель КамАЗа рассказал о том, какие именно товарные знаки принадлежат компании, подробно остановился на особенностях упаковки оригинальных камазовских запасных частей. Участников семинара заинтересовало, какие стикеры используются на оригинальных запчастях, и какие именно товарные знаки наносятся на оригинальную упаковку. Отдельное внимание было уделено перечню организаций, являющихся основными поставщиками комплектующих на конвейер.

Общеизвестные товарные знаки ОАО "КамАЗ" – изобразительный элемент бегущей лошади, словесный элемент "КамAZ" (в латинской транслитерации) и словесный элемент "КамАЗ". Чаще всего на подделках используются именно они. В борьбе с контрафактной продукцией ОАО "КамАЗ" через свое дочернее ООО "Автозапчасть КамАЗ" внедряет фирменную упаковку и фирменный пакет с защитной пломбой. Также к зарегистрированным товарным знакам КамАЗа относятся слоганы "Танки грязи не боятся!", "Технологии победителей" и "Везет все – везет во всем!".

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 623.113/.115

"БЕСПИЛОТНЫЙ" АВТОМОБИЛЬ НАМИ

Д-р техн. наук **А.М. САЙКИН, Д.В. ЕНДАЧЕВ, И.В. ХОЛОДИЛИН**
НАМИ (495. 456-40-00)

В статье представлены данные по разработке в НАМИ "беспилотного" АТС на базе автомобиля "Лада Калина".
Ключевые слова: *"беспилотный" автомобиль, система управления, программное обеспечение, система технического "зрения", камера, радар, GPS/ГЛОНАСС, навигация.*

Saikin A.M., Endachev D.V., Holodilin I.V.

"UNMANNED" VEHICLE FSUE NAMI

The report presented date on the development in the NAMI of UAV in based car "Lada Kalina".
Keywords: *UAV vehicle, control system, software, system technical "view", camera, radar, PS/GLONASS, navigation.*

С 2012 г. по заданию Минпромторга РФ НАМИ выполняет НИР по созданию интеллектуальных самоуправляемых "беспилотных" грузопассажирских АТС гражданского назначения. В рамках этого проекта разрабатывается макетный образец "беспилотного" АТС на базе автомобиля "Лада Калина" (рис. 1), а конкретнее – система управления движением, приводы управления автомобиля.

Рис. 1. Внешний вид макетного образца "беспилотного" автомобиля НАМИ

Автомобиль оборудован системой технического "зрения" (рис. 2), в состав которой входит набор видеокамер, радаров дальнего и ближнего действия, лазеры и GPS/ГЛОНАСС-приемники. Эта система анализирует обстановку вокруг себя на расстоянии до 200 м, распознает дорожную разметку, дорожные знаки, светофоры и определяет движущиеся и не движущиеся объекты. С помощью системы GPS/ГЛОНАСС автомобиль может передвигаться из точки А в точку Б без участия водителя.

В рамках разрабатываемой системы технического "зрения" решаются и задачи повышения безопасности транспортного средства. Например, создаются новые системы обнаружения препятствий на дороге (машина, человек, животное и т.д.), распознавания дорожных знаков и разметки, аварийной остановки автомобиля, предупреждения его выезда на встречную полосу движения.

В систему управления "беспилотного" автомобиля (рис. 3) входят: рулевое управление, управление дроссельной заслонкой, тормозной системой, трансмиссией, зажиганием и светотехникой. Что же касается основных алгоритмов управления движением "беспилотного" АТС в условиях моделирования организованной и неорганизованной дорожных сетей, то их 12: включение и выключение двигателя; режимы прямолинейного движения; режимы поворота; распознавание препятствий; распределение дорожных знаков и реакции на них; определение дорожной разметки; предупреждение выезда на встречную полосу движения; определение местоположения автомобиля; поддержание заданного расстояния от впереди идущего АТС и скорости движения; подача световой и звуковой сигнализации.

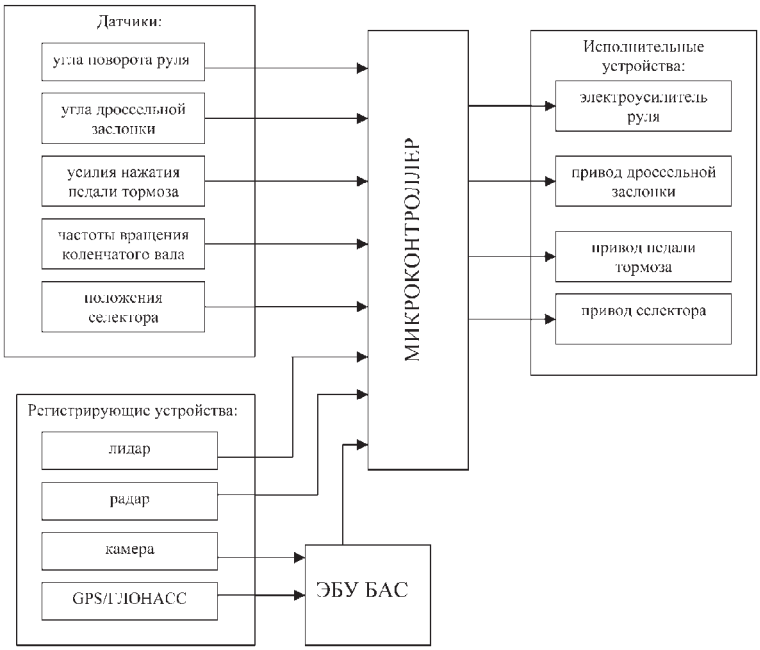


Рис. 3. Система управления "беспилотником" НАМИ

Рис. 2. Система технического "зрения" макетного образца "беспилотного" автомобиля НАМИ

Введение "беспилотных" автомобилей в эксплуатацию будет способствовать повышению безопасности АТС, сокращению числа ДТП и их последствий, снижению расхода топлива, выброса вредных веществ и парниковых газов в атмосферу и повышению комфортабельности пассажиров. Базовые технические решения при разработке беспилотных автомобилей могут быть адаптированы и использованы на серийных АТС.

УДК 629.113/.115

ТРЕБОВАНИЯ К АВТОМОБИЛЯМ, ИСПОЛЬЗУЮЩИМ В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА СЖИЖЕННЫЙ ПРИРОДНЫЙ ГАЗ

Д-р техн. наук **Б.В. КИСУЛЕНКО, С.А. АНИКЕЕВ**
НАМИ (495. 456-62-51)

Рассматриваются достоинства и недостатки природного газа как моторного топлива, а также требования, применяемые в Европе и США в отношении АТС, использующих в качестве топлива сжиженный природный газ.
Ключевые слова: *транспортные средства, требования, сжиженный природный газ, выбросы.*

Kisulenko B.V., Anikeev S.A.

REQUIREMENTS FOR VEHICLES OPERATING AT LIQUEFIED NATURAL GAS

The advantages and disadvantages of using natural gas as a motor fuel and the requirements applied in Europe and the U.S. for vehicles operating at liquefied natural gas are considered.
Keywords: *vehicles, requirements, liquefied natural gas, emissions.*

Использование автомобильного транспорта в жизнедеятельности человека стало неотъемлемой частью общественного развития. Однако с моторизацией общества связана такая серьезная социальная проблема, как загрязнение окружающей среды вредными компонентами отработавших газов. Например, в результате значительного роста автомобильного парка валовые выбросы вредных веществ только в России, согласно данным Росстата, составляют более 17 млн т в год, что негативно сказывается на окружающей среде и здоровье людей. Поэтому для улучшения экологических характеристик транспортных средств и снижения их негативного влияния на окружающую среду ведутся работы по развитию технологий комбинированных энергетических установок, электрического транспорта, транспортных средств на топливных элементах и т.д.

И немаловажным направлением этой деятельности стало использование в качестве моторного топлива нефтяного и природного газов. Например, согласно данным американской Национальной газомоторной ассоциации, мировой парк автотранспорта, использующего в качестве топлива эти газы, с 2004 г. по февраль 2012 г. вырос в 4 раза – с 3 млн 650 тыс. до 14 млн 700 тыс. ед. Российский парк автомобилей, работающих на этих же топливах, за тот же период увеличился более чем в 2 раза – с 40 тыс. до 86 тыс. ед.

И это не случайно. Газовые топлива обладают рядом преимуществ по сравнению с бензином и дизельным топливом. Так, у них гораздо выше детонационная стойкость (скажем, октановое число природного газа ~105); более широкие пределы воспламенения (при смешении с воздухом с концентрацией от 5 до 15 %), что обеспечивает более устойчивую работу двигателя, особенно в условиях городского режима движения; они полнее сгорают, что существенно повышает экологические характеристики, а также меньший износ деталей ЦПГ двигателя – поскольку они практически не смывают масляную пленку с поверхности деталей.

Кроме того, их использование позволяет значительно сократить вредные выбросы. Так, испытания дизеля КамАЗ-740, выполненные в НИЦИАМТе, показали: при работе этого двигателя на природном газе количество вредных веществ в его отработавших газах сокращается по сравнению с работой по тому же европейскому циклу, но на дизельном топливе. В том числе количество оксидов азота – более чем на 25 %.

Природный газ имеет преимущества не только перед бензином и дизельным топливом, но и перед сжиженным нефтяным газом. Во-первых, он легче воздуха, поэтому более пожаробезопасен, поскольку при утечках сразу же выветривается, а не скапливается, как нефтяной газ, во внутренних полостях автомобиля; во-вторых, он дешевле.

Однако и у природного газа, и у пропан-бутановой смеси (нефтяной газ) есть весьма существенные недостатки. Главный из них состоит в том, что разгерметизация топливной системы автомобиля, т.е. утечки газового топлива, может привести к пожару или взрыву.

Для минимизации таких рисков в Российской Федерации в технический регламент о безопасности колесных транспортных средств включены специальные требования, установленные Правилами ЕЭК ООН. В частности, в отношении автотранспортных средств, двигатели которых работают на сжиженном нефтяном газе, – Правилами № 67-01, на сжатом природном газе – Правилами № 110-00.

Все эти Правила содержат требования к компонентам газовой топливной системы (баллон, вспомогательное оборудование баллона, испаритель, регулятор давления, запорный клапан, газонагнетатель, инжектор или газосмеситель, газовый дозатор с газонагнетателем или без него, гибкие шланги, заправочный блок, обратный клапан, предохранительный клапан газопровода, фильтр, датчик давления или температуры, топливный насос, соединительный патрубок подачи резервного топлива, электронный блок управления, топливопровод, предохранительный клапан), а также к монтажу газовой топливной системы на транспортном средстве.

Так, эти требования предусматривают, что, во-первых, устанавливаемое на транспортном средстве газовое оборудование должно функционировать так, чтобы исключалась возможность превышения максимального рабочего давления, на которое оно рассчитано и для которого оно официально утверждено; во-вторых, материалы, используемые в системе, должны быть совместимы с используемым газом; в-третьих, все детали системы должны быть надлежащим образом закреплены; в-четвертых, система питания газом не должна давать утечек; в-пятых, эта система должна устанавливаться так, чтобы обеспечивалась ее максимально возможная защита от повреждений (например, обусловленных смещением элементов оборудования транспортного средства, столкновением, попаданием гравия или же погрузкой или разгрузкой транспортного средства либо смещением этого груза); в-шестых, к системе питания газом не должны подсоединяться никакие уст-

Стандарт EN 1251 "Cryogenic vessels"	Стандарт NFPA 52 "Vehicular Gaseous Fuel Systems Code"; Стандарт NFPA 57 "Liquefied Natural Gas (LNG). Vehicular Fuel Systems Code"	Стандарт SAE J 2343 "Recommended Practice for LNG Medium and Heavy-Duty Powered Vehicles"
Стойкость к нагрузкам (испытания давлением, на динамическое нагружение)	Способность компонентов системы питания работать в условиях температуры сжиженного природного газа –162 °С	Способность компонентов системы питания работать в условиях температур от –162 до +121 °С
Совместимость материалов сосуда и наружного кожуха с сжиженным газом	Установлен запрет на использование выхлопных газов транспортного средства в качестве прямого источника тепла для испарителя газа	Используемые материалы должны быть стойкими к коррозии
Способность наружного кожуха обеспечивать работу в температурном диапазоне от –20 до +50 °С	Требования к установке на транспортном средстве	Способность баллона выдерживать температуру 538 °С в течение 20 мин без срабатывания перепускного клапана

ройства, за исключением тех, наличие которых строго необходимо для обеспечения надлежащего функционирования двигателя; в-седьмых, никакая деталь системы питания газом, в том числе любой защитный материал, являющийся элементом таких деталей, не должна выступать за внешние габариты транспортного средства, за исключением заправочного блока, но и его выступающие части не должно превышать 10 мм за номинальные очертания панели кузова; в-восьмых, никакая деталь системы питания газом, в том числе любой защитный материал, являющийся элементом таких деталей, ни в каком поперечном сечении транспортного средства не должен выступать за нижнюю кромку этого средства, если ниже в пределах 150 мм не расположена какая-либо другая его часть (исключение – топливный баллон); в-девятых, никакие элементы оборудования системы питания газом не должны располагаться в пределах 100 мм от системы выпуска отработавших газов или аналогичного источника теплоты, если такие элементы оборудования не имеют надлежащего теплозащитного кожуха.

Есть у газовых топлив и другие недостатки. В частности, в настоящее время на борту автомобиля природный газ хранится сжатым под большим (до 26 МПа, или 260 кгс/см^2) давлением, поэтому баллоны имеют значительную массу и габаритные размеры, в связи с чем его используют преимущественно на грузовом транспорте и автобусах. Кроме того, запас хода транспортного средства на сжатом природном газе даже по сравнению со сжиженным нефтяным газом снижается на ~30...40 %. И, чтобы его повысить, разрабатываются технологии его сжижения. Однако они сложны. Достаточно сказать, что он может находиться в сжиженном состоянии лишь при температуре 11 К (162 °С) и ниже. То есть при использовании сжиженного природного газа в качестве моторного топлива автомобиль нужно оснащать криобаллонами, а также некоторыми другими элементами газовой топливной системы, что создает дополнительные риски как для пользователей транспортных средств, так и для окружающих.

В качестве примеров требований, предъявляемых к криогенным сосудам, которые могут быть применены на транспортных средствах, можно привести стандарты TN 1251 "Cryogenic vessels", SAE J 2343 "Recommended Practice for LNG Medium and Heavy-Duty Powered Vehicles", NFPA 52 "Vehicular Gaseous Fuel. Systems Code" и NFPA 57 "Liquefied Natural Gas (LNG). Vehicular Fuel Systems Code" (см. таблицу).

Таким образом, есть все основания утверждать, что природный газ в сжиженном состоянии – на сегодня самый перспективный вид топлива для транспортных средств, позволяющий снизить загрязняющую нагрузку на окружающую среду (до 53 раз – по выбросам монооксида углерода и до 30 % – по оксидам азота), а также эксплуатационные расходы потребителей работающей на газе техники. Это, безусловно, стимулирует появление на рынке транспортных средств, использующих сжиженный природный газ в качестве топлива. Но это же, в свою очередь, требует создания нормативной правовой базы, позволяющей обеспечить безопасность таких транспортных средств. И сдвиги здесь уже есть. Например, неофициальной Рабочей группой по сжиженному природному газу (TF LNG), созданной в рамках Рабочей группы по проблемам энергии и загрязнения окружающей среды (GRPE) Всемирного форума для согласования Правил в области транспортных средств (WP.29) КВТ ЕЭК ООН, уже предложено разработать поправки к Правилам № 110 ЕЭК ООН с целью установления в них требований к транспортным средствам, использующим в качестве топлива сжиженный природный газ, а также к компонентам их топливной системы. В качестве основы для разработки требований приняты перечисленные выше стандарты Европы и США.

УДК 621.436.038.001

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ РЕЖИМОВ МАЛЫХ НАГРУЗОК ДИЗЕЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЕМ ЕГО РАБОЧЕГО ОБЪЕМА

Д-р техн. наук **Н.Н. ПАТРАХАЛЬЦЕВ, И.С. МЕЛЬНИК, Ю.С. ВИШНЯКОВА**
РУДН (915. 278-54-06)

Выполнен анализ возможности экономии топлива при реализации 13-ступенчатого испытательного цикла и регулировании дизеля изменением его рабочего объема.
Ключевые слова: *дизель, режимы малых нагрузок, отключение цилиндров и циклов, изменение рабочего объема двигателя.*

Patrakhaltev N.N., Melnik I.S., Vishnyakova U.S.

RiSING OF ECONOMY OF DIESEL AND LOW LOAD REGIMES BY VARIATION OF DISPLACEMENT

There carried out an analyses of economy of fuel during realization of 13-steps cycle of investigation of diesel with variation of displacement.
Keywords: *diesel, regimes of low load, disconnection of cylinders or cycles, variation of displacement of diesel.*

Отключение части цилиндров или циклов многие специалисты, в том числе и авторы данной статьи, считают одним из перспективных методов повышения экономичности работы дизелей на режимах малых нагрузок. Простейший их вариант – выключение подачи топлива в цилиндры. При этом мощность неотключенных (активных) цилиндров для поддержания того же исходного скоростного и нагрузочного режима увеличивается путем соответствующего смещения рейки ТНВД. В более широком смысле этот вариант называют методом регулирования дизеля изменением его рабочего объема, подразумевая под ним изменение суммарного рабочего объема активных (неотключенных) на каком-то определенном режиме работы цилиндров.

На практике этот метод наиболее часто реализуется отключением одного и того же постоянного числа цилиндров, что определяется, прежде всего, особенностями применяемых средств управления. Однако очевидно, что рациональное с точки зрения максимальной экономии топлива число отключаемых цилиндров зависит от величины той нагрузки, при которой работает дизель. Иначе говоря, заданную пониженную нагрузку целесообразно регулировать, изменяя число активных цилиндров в соответствии с нагрузкой фактической. В принципе возможны четыре алгоритма регулирования дизеля изменением его рабочего объема.

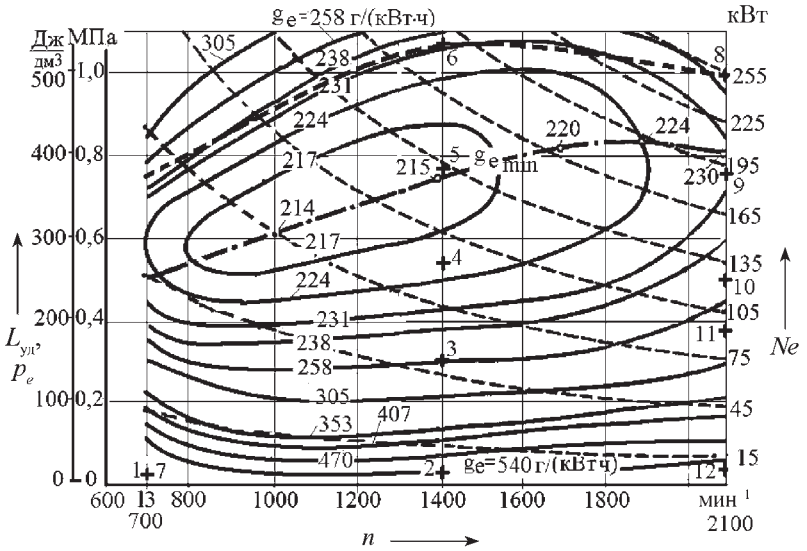


Рис. 1. Универсальная характеристика дизеля ЯМЗ-238 (8Ч13/14)

Это, во-первых, отключение постоянного числа цилиндров при работе дизеля с малой нагрузкой и увеличение работающих цилиндров до полного их числа i при превышении допустимого для четырех цилиндров уровня нагрузки. При этом положение $h_р$ рейки ТНВД постепенно перемещается в сторону увеличения подачи топлива – вплоть до 100 %.

Во-вторых, отключение разного числа цилиндров – так, чтобы число z активных цилиндров и $h_р$ менялись в соответствии с изменением нагрузки, причем $h_р$ – преимущественно вблизи повышенных подач, вплоть до 100 %.

В-третьих, выключение–включение нескольких цилиндров при сохранении полных подач топлива ($h_р$ = 100 %, z = var), т.е. реализация режимов поддержания заданных частоты вращения коленчатого вала и нагрузки за счет разгонов–выбегов.

В-четвертых, выключение–включение нескольких цилиндров при положении рейки $h_р$ < 100 %, соответствующем максимальной экономичности дизеля.

В настоящее время чаще всего используют два первых алгоритма. Поэтому их и рассмотрим. И, естественно, с точки зрения экономии топлива.

Предварительный (оценочный) анализ возможностей экономии топлива при реализации того или иного из этих алгоритмов регулирования можно проводить, используя штатные универсальные характеристики полноразмерного дизеля по его удельному эффективному расходу топлива. Но поскольку регулируемым параметром в нашем случае является рабочий объем дизеля, который меняется в пределах от исходного iV_h до сокращенного zV_h, то исходную характеристику необходимо перестроить в координаты "удельная работа $L_{уд}$, выполняемая двигателем, – частота n вращения коленчатого вала". Такая перестроенная характеристика дизеля ЯМЗ-238 в качестве примера приведена на рис. 1.

Выполненный по ней анализ ожидаемого выигрыша в расходе топлива при работе данного дизеля по 13-ступенчатому испытательному циклу, когда на малых нагрузках в одном варианте дизель работает на четырех цилиндрах, а в другом – число активных цилиндров меняется в соответствии с нагрузкой, т.е. их

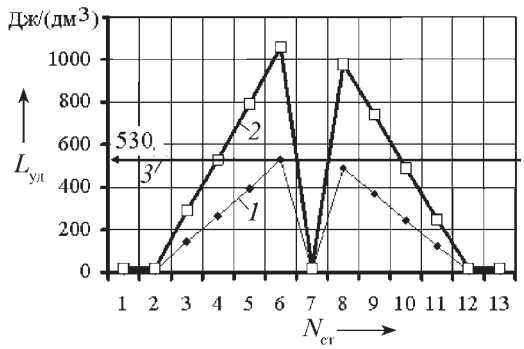


Рис. 2. Сравнение удельных работ, выполняемых полноразмерным дизелем (i = 8), и удельных работ, которые требовалось бы выполнять дизелю с четырьмя активными цилиндрами (z = 4) для реализации того же режима на той же ступени цикла (иллюстрация необходимости включения всех цилиндров на ступенях 4–6, 8–9):

1 – $L_{уд}$ – при z = 8; 2 – $L_{уд}$ – при z = 4; 3 – предельная удельная работа, которую может выполнять дизель

число меняется по алгоритму "два; три–четыре; пять–шесть; семь", показал следующее: работа на четырех активных цилиндрах (кривая *2* на рис. 2) возможна лишь до уровня не выше 530 Дж/дм^3. То есть повышение топливной экономичности дизеля с помощью отключения цилиндров обеспечивается только при работе на 1–3, 7, 10–13 ступенях дизеля. На остальных ступенях необходимо активировать все цилиндры.

Из анализа зависимостей рис. 1 были выведены зависимости, представленные на рис. 3, которые говорят о том, что отключение цилиндров приводит к снижению удельного и, соответственно, часового расходов топлива. На режимах практически холостого хода требуется отключить все цилиндры, кроме одного, но на одном цилиндре даже режим холостого хода не поддерживается, т.е. развиваемый индикаторный крутящий момент оказывается меньше момента механических потерь. И это при том, что в анализе принято допущение: абсолютные значения механических потерь зависят только от частоты вращения коленчатого вала и не зависят от нагрузки. Хотя в реальности механический КПД дизеля с увеличением числа отключаемых цилиндров снижается в соответствии со степенью понижения нагрузки. Например, при минимальной нагрузке, вблизи холостого хода он составляет ~0,1. Следовательно, для работы на одном цилиндре потребовалось бы, чтобы его индикаторный момент был больше полного, иначе эффективный момент не превысит момента механических потерь.

При числе активных цилиндров, изменяющихся по закону z = 2, 2, 3, 5, 7, 8, 7, 5, 3, 2, 2, удельные и абсолютные расходы топлива, по сравнению с обычным «реечным» регулированием, уменьшаются, т.е. экономичность дизеля улучшается.

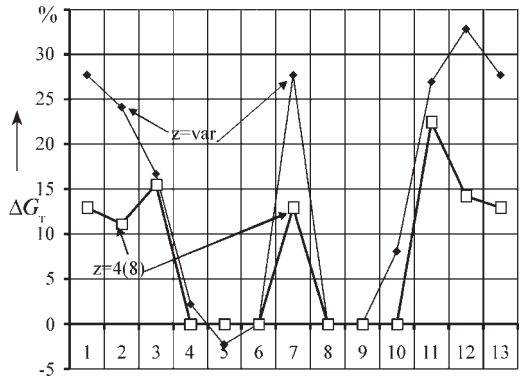


Рис. 3. Сравнение выигрышей в расходах топлива (ΔG_m) по ступеням испытательного цикла при разных методах регулирования дизеля в сравнении со штатным "реечным" регулированием: z = var = 2, 2, 3, ... – регулирование изменением числа активных цилиндров в соответствии с нагрузкой на данной ступени; z = 4 (8) – регулирование работой на четырех или восьми цилиндрах

Определив суммарные расходы топлива при работе по 13-ступенчатому циклу при допущении, что на каждой ступени дизель работает одинаковое количество времени, получаем следующий результат сравнения рассматриваемых методов (рис. 4): при реализации 13-ступенчатого цикла снижение часового расхода топлива в случае работы дизеля по первому варианту алгоритма регулирования составляет ~3 %, а при работе по второму варианту, т.е. при изменении числа активных цилиндров в соответствии с текущей нагрузкой, выигрыш в расходе топлива может составить ~5 %. При этом очевидно,

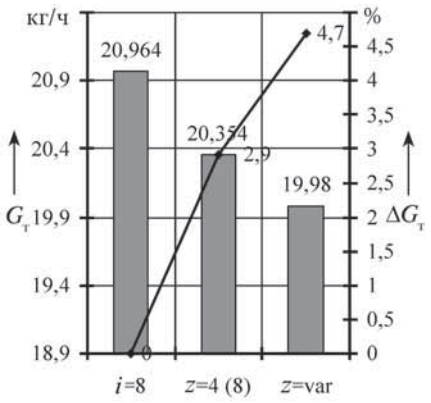


Рис. 4. Повышение экономичности протекания 13-ступенчатого цикла при разных методах регулирования дизеля в сравнении с работой полноразмерного двигателя: i = 8 – полноразмерный двигатель, регулирование рейкой ТНВД; z = 4 (8) – работа на четырех активных цилиндрах при малых нагрузках, затем – включение всех цилиндров; z = var – работа с разным числом активных цилиндров (от двух до восьми)

что с ростом доли режимов малых нагрузок выигрыш в расходе возрастает и в пределе (например, при работе с нагрузкой 25 % времени) может достичь 15–25 %. То есть степень влияния метода регулирования на достижимый эффект по экономичности зависит от распределения режимов, на которых работает дизель.

Однако следует отметить, что получаемые с помощью данного метода цифры, характеризующие экономичность дизеля, относятся к случаю, когда включение–выключение цилиндров происходит синхронно с изменением нагрузки, т.е. мгновенно, и что никакие факторы, ограничивающие возможности применения метода, не учитываются. А таких факторов много. Это и требования к плавности хода, и к уровням вибраций, крутильных и продольных колебаний и т.д. Очевидны и ограничения, существующие для двигателей с наддувом, если не оговорены специальные меры. Например, применение регистрового, регулируемого наддува, механического наддува и т.д. Выполнение же этих требований могут снизить приведенные выше выигрыши в расходах топлива на ~50 %[1].

[1] Peters G.F. A cylinder deactivation on 4-cylinder engines // DCT. 2007. № 1. P. 10–15, 39.

УДК 629.33

КОМПЛЕКСНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕТОДОВ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ В МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЯХ

Д-р техн. наук **А.В. КЕЛЛЕР,** канд. техн. наук **И.А. МУРОГ, Д.В. ШАФИКОВ, В.Ю. УСИКОВ, С.В. УШНУРЦЕВ**
Южно-Уральский государственный университет, Омский филиал Военной академии тыла и транспорта (351. 267-96-74)

Дается оценка эффективности основных методов распределения мощности между ведущими колесами автомобилей многоцелевого назначения: отключение ведущих мостов, блокирование межколесных и межосевых дифференциалов, подтормаживание буксующих колес.
Ключевые слова: *подвижность, метод, распределение мощности, ведущие колеса.*

Keller A.V., Murog I.A., Shafikov D.V., Usikov V.Y., Ushnurtsev S.V.

COMPLEX ASSESSMENT OF EFFICIENCY OF METHODS OF DISTRIBUTIONS POWER IN MECHANICAL TRANSMISSION

The assessment of efficiency of main methods of powers distribution between driving wheels of cars of a universal purpose: shutdown of leading bridges, blocking of interwheel and interaxal differentials, podtormazhivaniye of slipping wheels is given.
Keywords: *mobility, method, power distribution, driving wheels.*

Обновление Вооруженных Сил РФ предусматривает обеспечение как минимум паритета отечественной военной техники с техникой зарубежных армий по основным ее свойствам. Однако финансовые возможности России в ближайшей и долгосрочной перспективе уступают и будут существенно уступать возможностям ведущих зарубежных стран. Следовательно, уже существует и будет существовать сложная научно-техническая и организационно-экономическая проблема значительного ускорения темпов развития ВАТ в условиях финансового дефицита.

Решение данной проблемы, по мнению авторов, возможно только на основе системного и поэтапного подхода. Причем на первом этапе должно быть выполнено обоснование таких путей модернизации парка многоцелевых колесных машин (МКМ), которые дадут возможность удовлетворять тактико-техническим требованиям к военной автомобильной технике не только при нынешних, но и при перспективных условиях и задачах ее применения [1, 2]. Поэтому начнем с анализа этих условий – анализа опыта современных и теоретических выводов по прогнозируемым боевым действиям, развития форм и способов вооруженной борьбы, в том числе опыта войн и вооруженных конфликтов последнего времени. И первый результат такого анализа говорит о следующем: нужно повышать не только возможности войск по огневому поражению противника, но и способности всех элементов боевого порядка, в том числе средств обеспечения, к быстрому передвижению до начала и в ходе боевых действий. Иначе говоря, войскам нужна высокая подвижность, т.е. высокие максимальная и среднетехническая скорости движения, маневренность ВАТ становятся одними из основных составляющих боевой мощи войск. А эти показатели определяются главным образом удельной мощностью силовой установки машины и параметрами ее подвески. Однако с увеличением удельной мощности машины снижается темп роста скорости движения. Более того, достигнув определенного значения, она практически не повышается. Причина состоит в том, что многоцелевая колесная машина в условиях реальных боевых действий всегда движется по опорным поверхностям с самой различной степенью неравномерности распределения сопротивления качению и сцепления. Причем как в поперечном, так и в продольном направлениях. Следовательно, для повышения подвижности МКМ необходимо дальнейшее совершенствование конструкции ее шасси и в том числе схемы распределения мощности. И здесь наиболее рациональным решением является концепция функционирования трансмиссии [3], представленная на рис. 1.

Суть этой концепции сводится к следующему.

На режиме трогания МКМ с места и последующего ее разгона до скорости 30 км/ч вводится жесткая кинематическая связь между ведущими мостами и колесами неуправляемых мостов. Затем, после достижения скорости 30 км/ч, жесткая кинематическая связь отключается и включается дифференциальная связь между ведущими колесами. При достижении установившейся скорости движения и буксования ведущих колес менее

Рис. 1. Концепция функционирования трансмиссии МКМ

5 % передние мосты отключаются, а при увеличении буксования ведущих колес свыше 5 % включается полный дифференциальный привод. При движении в сложных дорожных условиях, со значительными силами внешних сопротивлений и неоднородном сцеплении колес с опорной поверхностью снова вводится жесткая кинематическая связь. При этом выравниваются угловые скорости путем уменьшения подачи топлива или приложения тормозного момента к буксующим колесам. Возникающее же в процессе движения кинематическое несоответствие компенсируется регулированием давления воздуха в шинах.

Таким образом, трансмиссия перспективной МКМ должна иметь полный привод с рациональным значением передаточного отношения межосевого дифференциала; возможность периодического отключения части ведущих мостов при движении в хороших дорожных условиях или включения в работу дополнительных ведущих мостов прицепа при движении в условиях, требующих развития значительных сил тяги; ограничивать избыточную мощность силовой установки путем уменьшения подачи топлива или приложения тормозного момента к буксующему колесу; вводить в процессе движения жесткую кинематическую связь и компенсировать кинематическое несоответствие путем регулирования давления воздуха в шинах.

Эффективность перечисленных методов распределения мощности в настоящее время изучена в различной степени. Отсюда возникает задача комплексной оценки этой эффективности. И авторы попытались ее решить. Причем в нескольких вариантах решения – частичном, периодического действия и т.д.

Под частичным решением понимается такое распределение мощности, при котором выбирается постоянное значение коэффициента этого распределения (например, передаточное отношение межосевого дифференциала), удовлетворяющее наибольшему числу вероятных условий движения МКМ. При этом установлено, что у МКМ с межосевым дифференциалом, имеющей неравномерное распределение массы по ведущим мостам, возникают дополнительные затраты мощности вследствие неравномерного распределения сил тяги по ведущим колесам. При движении по твердым опорным поверхностям потери мощности могут достигать 38 % общей мощности, необходимой для движения МКМ. Но существует четко выраженная зона минимума потерь мощности, соответствующая определенному передаточному отношению межосевого дифференциала.

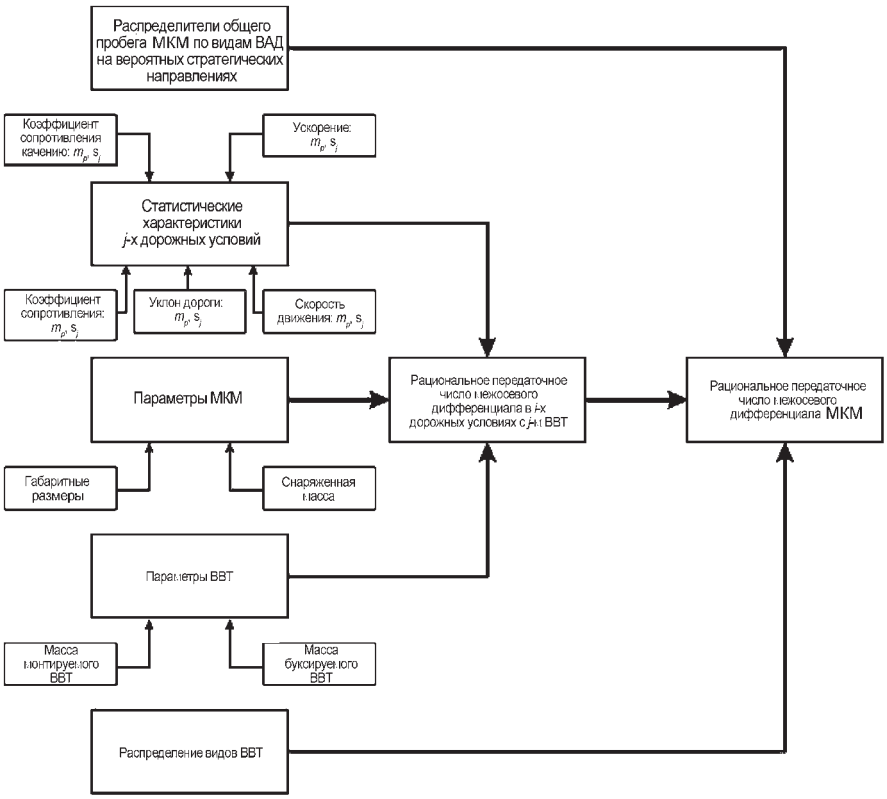


Рис. 2. Методика определения рационального передаточного отношения межосевого дифференциала МКМ

Решить задачу снижения потерь и повышения тягово-скоростных свойств МКМ можно, применив в межосевом приводе дифференциальный механизм с рациональным передаточным отношением. Методика определения такого передаточного отношения представлена на рис. 2. На ее основе подсчитано, что для автомобилей КамАЗ типа 4×4 оно должно быть равным 1,3, КамАЗ типа 6×6 – 2,8 и КамАЗ типа 8×8 – 1,2.

Эффективность применения предлагаемых передаточных отношений межосевого дифференциала оценивалась путем моделирования движения автомобиля КамАЗ-5350 с трансмиссией трех вариантов: серийной (с несимметричным, блокируемым межосевым дифференциалом с передаточным отношением 2,0), с рекомендованным передаточным отношением межосевого дифференциала, равным 2,8, и с оптимизированным распределением мощности. Анализ полученных результатов показал, что оснащение МКМ межосевым дифференциалом с рекомендованным передаточным отношением позволяет повысить среднюю скорость его движения по твердым опорным поверхностям на 5...9 % и на 6...8 % снизить расход топлива.

Методу введения жесткой кинематической связи присущи два существенных недостатка: затрудненное включение этой связи в процессе движения МКМ и перераспределение крутящих моментов вследствие неизбежного кинематического несоответствия. Поэтому для введения такой связи в процессе движения авторы предлагают (пат. № 83043, РФ) прилагать тормозной момент к бук-

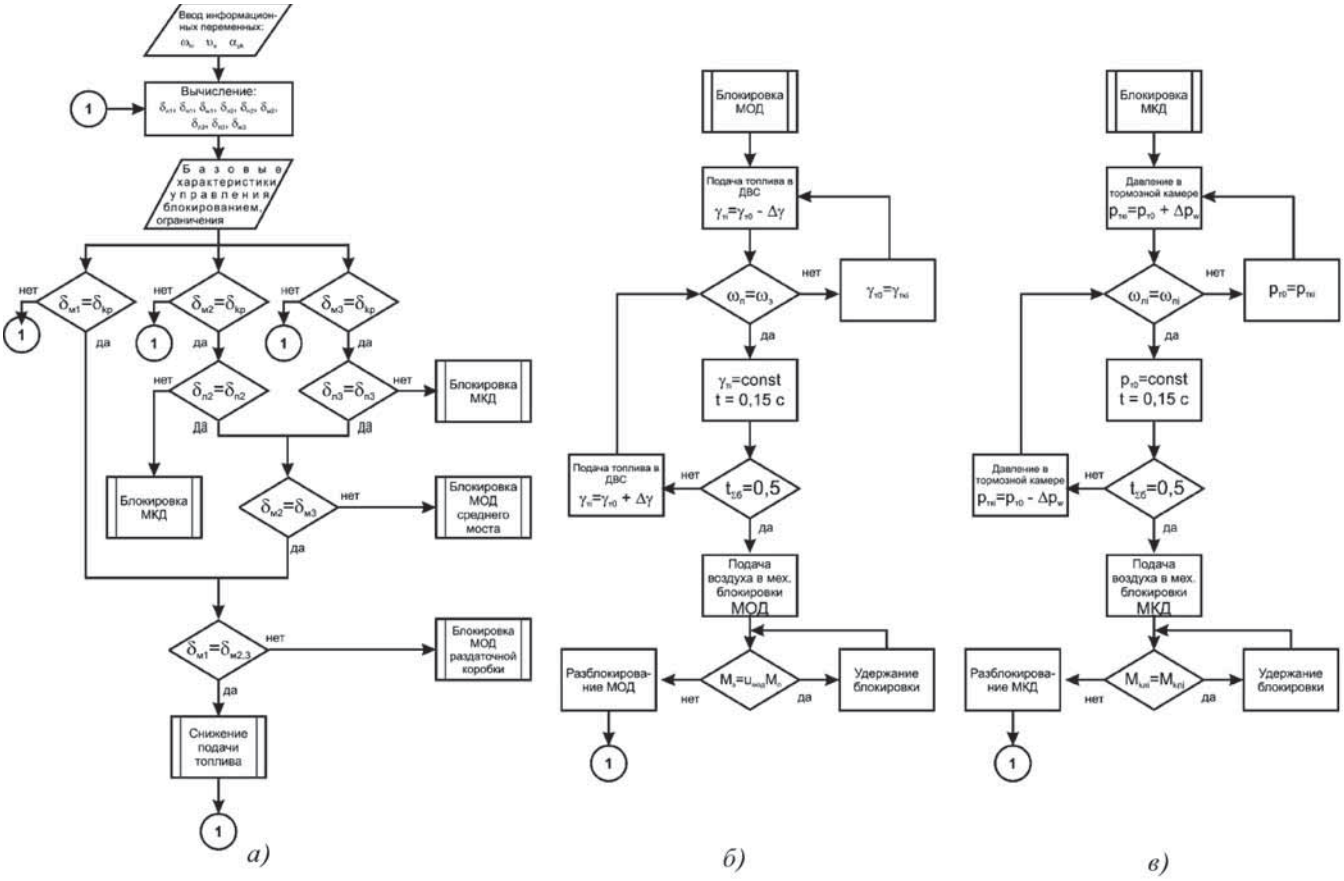


Рис. 3. Общий (а) алгоритм системы управления блокировками дифференциалов, алгоритмы блокировки межосевого (б) и межколесного (в) дифференциалов

сующим колесам и уменьшать подачу топлива для предварительного выравнивания угловых скоростей буксующих колес и последующей блокировки межосевого и межколесных дифференциалов. Алгоритм работы системы управления блокировкой дифференциалов представлен на рис. 3.

Кинематическое несоответствие, возникающее между ведущими мостами при прямолинейном движении МКМ, можно скорректировать путем изменения давления воздуха в шинах, для чего необходимо существенное повышение быстродействия СРДВШ, и наиболее эффективным способом такого повышения в зоне низких (до 0,15 МПа, или 1,5 кгс/см^2) давлений воздуха является применение корректирующих устройств [3].

Оснащение МКМ предложенными средствами введения и корректировки параметров жесткой кинематической связи позволяет, как показывают расчеты, на 6...8 % повысить среднюю скорость движения по размокшим грунтовым дорогам и бездорожью и на 10...15 % снизить расход топлива автомобилем КамАЗ-5350. В целом же комплексное применение предложенных методов частичного решения (рационального передаточного отношения межосевого дифференциала) и введения жесткой кинематической связи дает возможность на 6...10 % повысить среднюю скорость движения этой МКМ и на 5...10 % снизить расход топлива.

Сущность метода периодического действия заключается в переходе от непрерывного распределения мощности между всеми ведущими мостами и колесами МКМ к периодическому распределению. Например, при движении в хороших дорожных условиях отключается часть ведущих мостов, а при движении в условиях, требующих развития значительных сил тяги, включаются ведущие мосты прицепа.

В процессе движения по усовершенствованным дорогам целесообразно отключать некоторые ведущие мосты. Граничным условием включения ведущего моста в работу является превышение потерь $K_{букс}$ на проскальзывание в работающих колесах над потерями N_4 мощности в ведущем мосту при условии, что мост отключается и у раздаточной коробки, и у ведущих колес (пат. № 83231, РФ).

Для определения целесообразного момента включения в работу ведущего моста введем понятие "коэффициент $K_{эф}$ эффективности трансмиссии", который представляет собой отношение потерь мощности при неполноприводной схеме к ее потерям при схеме полноприводной. На основе выполненных расчетно-экспериментальных исследований МКМ типа 4×4 (КамАЗ-4350) и 6×6 (КамАЗ-5350) установлено, что включение в работу переднего

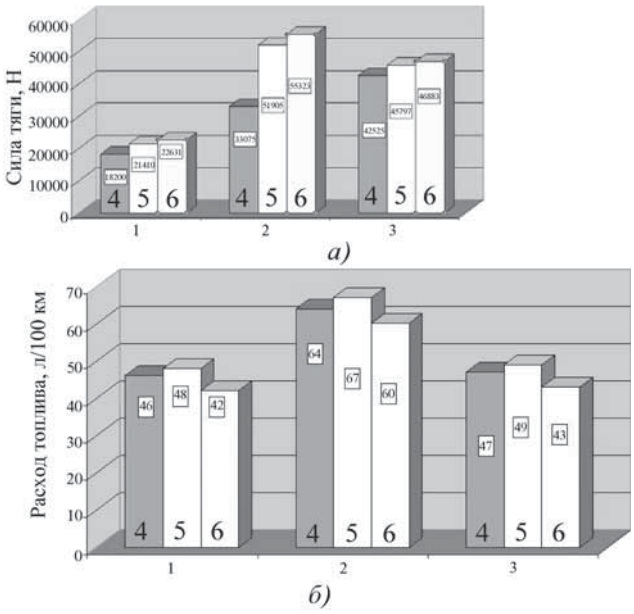


Рис. 4. Зависимость силы тяги на крюке (а) и расхода топлива (б) МКМ от условий движения и состояния дифференциалов:

1 – движение по обледененной дороге; *2* – движение по песку; *3* – движение по дороге типа "микст"; *4* – дифференциал разблокирован; *5* – дифференциалы заблокированы; *6* – дифференциалы разблокированы, буксование ведущих колес ограничено

моста целесообразно при движении с буксованием более 5 %.

Экспериментальное исследование топливной экономичности тех же МКМ и дополнительно типа 8×8 (КамАЗ-6350) с имитацией монтируемого ВВТ максимальной массой 4, 6 и 10 т соответственно при движении по асфальтированной дороге с полным приводом и отключенными передними мостами показало, что при равномерном движении МКМ с отключенными передними мостами имеют лучшие показатели топливной экономичности: снижение расхода топлива при переходе от полноприводной схемы к неполноприводной составляет 5...7 %.

Сущность метода ограничения избыточного действия заключается в снижении избыточной мощности силовой установки, которая не может быть реализована ведущими колесами МКМ по сцепным свойствам, путем уменьшения подачи топлива или приложением тормозного момента к буксующему колесу. При этом величину тормозного момента нужно ограничивать исходя из следующих условий: отсутствие буксования колеса на поверхности с худшим сцеплением, полное использование сил сцепления небуксующего колеса, обеспечение устойчивого движения МКМ в условиях различного сцепления ведущих колес с опорной поверхностью.

Проведенная экспериментальная оценка эффективности повышения подвижности МКМ (рис. 4) путем ограничения буксования ведущих колес в соответствии с разработанным алгоритмом управления ограничением буксования показала существенное увеличение подвижности МКМ.

На основе выполненных исследований установлено, что при движении автомобиля по однородной поверхности с низким коэффициентом сцепления ведущих колес ограничение буксования ведущих колес более эффективно, чем блокировка межосевого и межколесного дифференциалов, причем по всем оценочным показателям, за исключением максимальной силы тяги на крюке. При движении же по опорной поверхности типа «микст» автомобиль с ограничением буксования уступает автомобилю с заблокированным приводом по критерию интенсивности разгона и максимальной силе тяги на крюке, но превосходит его по топливной экономичности и устойчивости движения.

Таким образом, на основании проведенной оценки эффективности методов распределения мощности между ведущими колесами МКМ можно предложить концепцию функционирования и дальнейшего развития трансмиссии его базового шасси, в основе которой лежит постоянное распределение мощности посредством дифференциальных механизмов с рациональными передаточными числами с возможностью периодического отключения передних ведущих мостов при легких условиях движения и введения жесткой кинематической связи посредством предварительного выравнивания угловых скоростей блокируемых элементов с корректировкой кинематического несоответствия путем регулирования давления воздуха в шинах при сложных условиях движения.

Литература

1. Концепция развития военной автомобильной техники Вооруженных Сил Российской Федерации на период до 2020 года. М.: Министерство обороны РФ, 2010.
2. Математическое моделирование процессов в автомобилях и их двигателях при проектировании и модернизации: монография / И.А. Мурог, Г.Д. Драгунов. Челябинск: ЧВВАКИУ, 2010 – 180 с.
3. Принципы и методы распределения мощности между ведущими колесами автомобильных базовых шасси: монография / А.В. Келлер, И.А. Мурог. Челябинск, 2009 – 218 с.

УДК 629.488

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ НА ДОРОГЕ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ

Канд. техн. наук **А.Г. ОСИПОВ**
Иркутский ГТУ (3952. 52-59-81)

Анализируются результаты стендовых испытаний тормозных систем автомобилей по технологии, позволяющей применять эти результаты к дорожным условиям.
Ключевые слова: *автомобиль, тормозная система, стендовые испытания, дорожные испытания, моделирование торможения.*

Osipov A.G.

THE MATHEMATICAL MODEL OF AN AUTOMOBILE BRAKING PROCESS ON THE ROAD AND ON THE PLATFORM TEST BAD

The results of experimental studies braking system of vehicles by technology, which allow to apply this results on the road tests are analysed.
Keywords: *an automobile, a braking system, standing test, grounding braking test, mathematical model of braking.*

Высокие темпы автомобилизации страны приводят к интенсификации дорожного движения, что способствует снижению его безопасности и росту числа дорожно-транспортных происшествий, особенно ДТП, обусловленных техническими неисправностями систем активной безопасности автомобиля и прежде всего – тормозной системы в случае экстренного (аварийного) торможения. На долю последнего, как свидетельствует статистика, на сухой дороге приходится 17, на мокрой – 32 и на обледенелой – 72 % ДТП [1]. Отсюда – необходимость и значимость достоверной и своевременной оценки технического состояния автомобильных тормозных систем, т.е. их соответствия требованиям, записанным в техническом регламенте "О безопасности колесных транспортных средств" с изменениями от 25 февраля 2010 г. (Приложение 5) [2] и ГОСТ Р 51709–2001 "Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки" [3].

Согласно этим требованиям, диагностировать техническое состояние тормозных систем можно как методом дорожных, так и стендовых испытаний [4]. Однако их результаты, к сожалению, совпадают далеко не всегда. Кроме того, установленные стандартами диагностические параметры торможения не позволяют при испытаниях тормозных систем автомобилей в режиме реального времени отслеживать изменения величин тормозных сил на колесах и устанавливать причину неравномерности действия этих сил, а следовательно, и причину потери устойчивости автомобиля при торможении в реальных условиях движения.

Все это говорит о том, что назрела необходимость повышения эффективности технологий диагностирования рассматриваемых систем, а также усовершенствования технических средств испытаний автомобилей.

И такие работы ведутся. Участвует в них и автор данной статьи. Например, он в свое время создал довольно эффективную технологию диагностирования тормозных систем автомобилей, базирующуюся на новых информативных оценочных показателях и площадочном силовом испытательном стенде (см. "АП". 2009. № 9). Однако сравнительная оценка результатов стендовых и дорожных испытаний автомобилей на эффективность торможения и устойчивость при торможении показала: эти результаты тоже не всегда совпадают, что объясняется несовпадением скоростных тес-

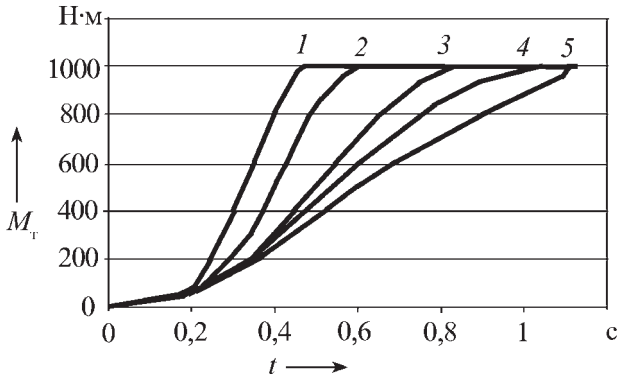


Рис. 1. Зависимость тормозных моментов на колесах автомобилей ГАЗ-31029 от времени в начальный период торможения:

1 – рекомендуемая нормативная характеристика (в качестве примера может быть описана полиномиальной зависимостью вида $M_т = -54\,432\,t^6 + 162\,390\,t^5 - 163\,476\,t^4 + 55\,143\,t^3 + 2488{,}6\,t^2 - 1079{,}2\,t + 14{,}495$; *2* – экспериментально полученная характеристика для новой тормозной системы с барабанными механизмами; *3* – правое колесо тестируемой оси (пробег 65 000 км); *4*, *5* – левое колесо при наличии технических неисправностей в системе (соответственно можно представить зависимостью вида $M_т = -11\,345\,t^6 + 41\,709\,t^5 - 57\,532\,t^4 + 34\,470\,t^3 - 7959{,}7\,t^2 + 743{,}44\,t + 0{,}82251$ и $M_т = -9311\,t^6 + 33\,962\,t^5 - 46\,108\,t^4 + 27\,357\,t^3 - 5712\,t^2 + 695{,}09\,t + 0{,}0992$)

товых режимов испытаний, неидентичными условиями сцепления колес на стенде и дороге, а также разными механизмами взаимодействия колес с опорными поверхностями. Иначе говоря, эта технология не устранила противоречия, заложенные в техническом регламенте, и работа была продолжена. Ее итогом стала математическая модель торможения автомобиля на дороге, в качестве исходных данных использующая результаты стендовых испытаний тормозных систем.

В предлагаемой модели тормозной момент $M_т$ на колесе рассматривается как функция от времени t, т.е. $M_т = f(t)$. При наличии экспериментальных данных, полученных в ходе предварительных испытаний на упоминавшемся выше площадочном силовом испытательном стенде, тормозной момент может задаваться в виде различных полиномиальных зависимостей (рис. 1). При необходимости же моделирования неисправностей тормозного гидропривода тормозные моменты на колесах предлагается определять как функцию от усилия $F_{пед}$ на тормозной педали (рис. 2) через выражение

$$M_т = \frac{F_{пед}\, И_{пед}\, W_у\, W_{тм}\, K_{эу}\, K_{эп}\, r_б\, S_{кц}}{S_{гц}},$$

где $И_{пед}$ – передаточное число педального привода; $W_у$ – передаточная функция усилителя (коэффициент усиления); $W_{тм}$ – передаточная функция, зависящая от типа тормозного механизма; $K_{эу}$ – коэффициент эффективности усилителя; $K_{эп}$ – коэффициент эффективности привода, учитывающий утечки тормозной жидкости; $r_б$ – радиус тормозного барабана; $S_{кц}$ – площадь поршня колесного цилиндра; $S_{гц}$ – площадь поршня главного цилиндра.

При проведении экспериментальных исследований было установлено, что в большинстве случаев торможе-

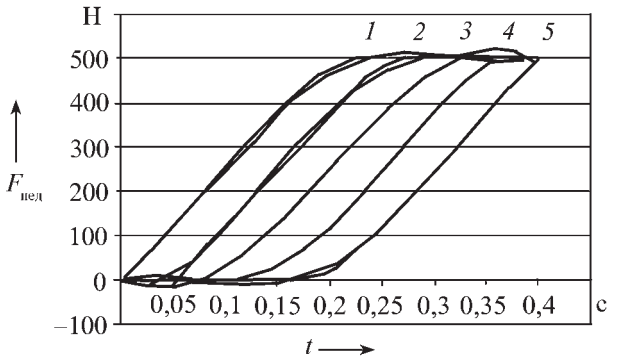


Рис. 2. Зависимость усилия на тормозной педали автомобиля ГАЗ-31029 от времени в начальный период торможения (с учетом времени запаздывания t_1):

1 – t_1 = 0 с; *2* – t_1 = 0,05 с; *3* – t_1 = 0,075 с; *4* – t_1 = 0,10 с; *5* – t_1 = 0,15 с

ния тормозные усилия на колесах автомобиля достигают своих максимальных значений не в одно и то же время или вообще не достигают их, поэтому колеса блокируются неодновременно (рис. 3). В итоге на осях автомобиля появляются разворачивающие моменты $M_{разв}$, совместное действие которых приводит к развороту автомобиля, выходу его из нормированного коридора движения и созданию аварийной ситуации.

Чтобы оценить данную ситуацию и степень влияния различных неисправностей тормозной системы на нее, а также привести результаты стендовых испытаний к показателям торможения в реальных дорожных условиях, автор использовал плоские математические модели торможения. В частности, при моделировании экстренного торможения рассмотрел два характерных его периода – период, который условно можно назвать "динамическим", поскольку характеризует нарастание тормозных сил на колесах от нуля до максимальных значений, определяемых наибольшим давлением в приводе тормозных механизмов или сцепными возможностями колес, и период, который можно назвать "статическим", характеризующим движение автомобиля с заблокированными колесами или при комбинации заблокированных и продолжающих вращение колес до остановки [5].

Для "динамического" периода, как установил автор, хорошая сходимость результатов расчетов с экспериментальными данными получается при использовании следующих дифференциальных уравнений движения автомобиля:

$$\ddot{X} m_а = (\dot{\beta} v_{OY}) m_а - (R_{X1R} + R_{X1L}) \cos\theta - (R_{Y1R} + R_{Y1L}) \sin\theta - (R_{X2R} + R_{X2L});$$

$$\ddot{Y} m_а = -(\dot{\beta} v_{OX}) m_а + (R_{Y1R} + R_{Y1L}) \cos\theta - (R_{X1R} + R_{X1L}) \sin\theta + (R_{Y2R} + R_{Y2L});$$

$$\ddot{\beta} J_z = (R_{Y1R} + R_{Y1L}) a \cos\theta - (R_{X1R} + R_{X1L}) a \sin\theta - (R_{Y2R} + R_{Y2L}) b + \frac{M_{разв\,1}}{2} + \frac{M_{разв\,2}}{2},$$

где $m_а$ – масса автомобиля; v_{OY} – вектор скорости точки O (центра масс) в плоскости OY_O на соответствующую ось координат; R_{X1R} и R_{X1L} – продольные реакции опорной поверхности, действующие соответственно на правое и левое колеса переднего моста автомобиля; θ – средний угол поворота управляемых колес; R_{X2R} и R_{X2L} – продольные реакции опорной поверхности, действующие соответственно на правое и левое колеса заднего моста автомобиля; v_{OX} – вектор скорости точки O в плоскости OX_O на соответствующую ось координат; J_z – момент инерции массы автомобиля относительно оси OZ; a – расстояние от центра масс до оси переднего моста; b – расстояние от центра масс до оси заднего моста; B_1 и B_2 – колея колес переднего и заднего мостов автомобиля соответственно; $M_{разв\,1} = (R_{X1L}\cos\theta_L - R_{X1R}\cos\theta_R - R_{X1R}\cos\theta_R + R_{Y1L}\sin\theta_L - R_{Y1R}\times\sin\theta_R)B_1$, $M_{разв\,2} = (R_{X2L} - R_{X2R})B_2$ – разворачивающие моменты соответственно на передней и задней осях автомобиля.

Для "статического" периода торможения в соответствии с рекомендациями Б.Б. Генбома, Г.С. Гудза, В.А. Демьянюка, А.М. Кизмана, В.Н. Кобылянского и других специалистов автор рассмотрел три характерных случая: когда первыми блокируются колеса задней оси, вследствие чего нарушается поперечная устойчивость автомобиля и происходит его занос; когда первыми блокируются колеса передней оси, из-за чего автомобиль

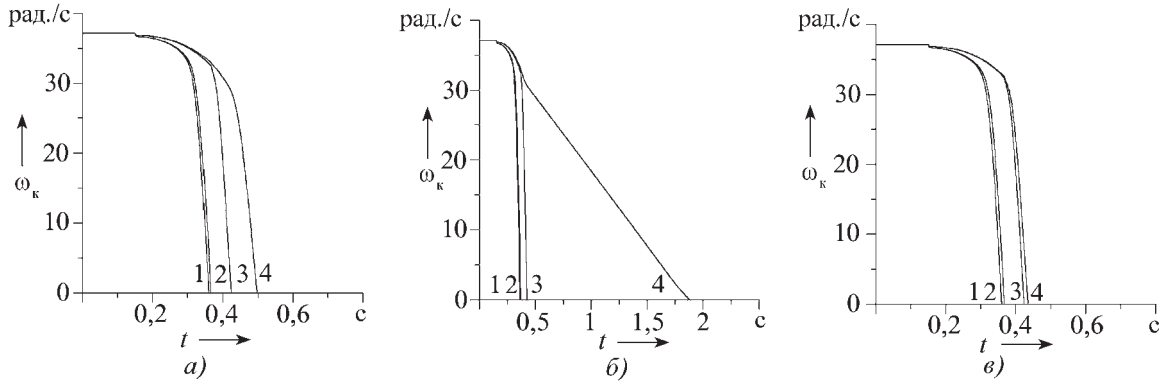


Рис. 3. Зависимость угловой скорости вращения колес при торможении автомобиля ГАЗ-31029 в случаях, когда все его колеса блокируются в разное время (а); все колеса блокируются в разное время, при этом одно из колес останавливается только вместе с остановкой автомобиля (б); первыми блокируются колеса одной оси (в):

1 – правое колесо задней оси; *2* – левое колесо задней оси; *3* – правое колесо передней оси; *4* – левое колесо передней оси

теряет управляемость; когда одновременно блокируются колеса передней и задней осей (при этом автомобиль продолжает движение "юзом").

Для наиболее распространенного случая, когда первыми блокируются колеса задней оси, уравнения движения и моментов можно записать следующим образом:

$$\ddot{\beta} = \frac{1}{m_а \rho^2}\left[\frac{K_{Y1}\, a}{v_а}(v_{оп} - a\dot{\beta}) - \varphi R_{z2}\, b\left(\frac{v_{оп} + b\dot{\beta}}{(v_а^2 + (v_{оп\,1} + b\dot{\beta})^2)^{\frac{1}{2}}}\right) + M_{разв}\right];$$

$$\dot{v}_{оп} = \frac{1}{m_а}\left[\dot{\beta}\left(v_а m_а + \frac{K_{Y1}\, a}{v_а}\right) - \frac{K_{Y1}\, v_{оп}}{v_а} - \varphi R_{z2}\left(\frac{v_{оп} + b\dot{\beta}}{(v_а^2 + (v_{оп} + b\dot{\beta})^2)^{\frac{1}{2}}}\right) + Y_в\right],$$

где ρ – радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси, проходящей через центр его масс; $v_{оп}$ – скорость центра масс в направлении, перпендикулярном продольной оси; φ – коэффициент сцепления; $M_{разв}$ – разворачивающий момент; K_{Y1}, K_{Y2} – коэффициенты сопротивления уводу колес передней и задней осей; $Y_в$ – возмущающая сила.

Реализованная математическая модель предусматривает расчет значений ряда параметров: коэффициента $K_{нб}$ неравномерности блокирования колес оси по времени и разворачивающих моментов $M_{разв} = f(t)$ в зависимости от коэффициента $K_{ннм}$ неравномерности нарастания момента, а также угла β разворота, линейной ($v_а$) и угловой ($\omega = \dot{\beta}$) скоростей движения, координаты поперечного (y) и продольного (x) смещения центра масс автомобиля.

Результаты исследований показывают: полученные на стенде при начальной скорости торможения $v \approx 1{,}1$ м/с ($\approx 4...5$ км/ч) значения разворачивающихся моментов совпадают с их значениями при движении автомобиля в реальных дорожных условиях при той же скорости $v_а \approx 1{,}1$ м/с. При других же скоростях они, в зависимости от схемы торможения, могут увеличиваться в 2–3 раза. Тем не менее эта модель позволяет достоверно оценить устойчивость автомобиля при торможении по отклонению его габаритов в зависимости от величины разворачивающегося момента в трех характерных случаях торможения (рис. 4).

Проверка адекватности модели показывает, что полученные расчетным путем значения оценочных показателей торможения хорошо согласуются с результатами экспериментов. Их отличия от экспериментальных данных не превышают 1,5 % – для разворачивающих моментов; 5,0 – для времени $t_{бл}$ блокирования колес и 9,5 % – для значений суммарного отклонения автомобиля по габариту h_z (с учетом бокового смещения и разворота).

Таким образом, итоги моделирования торможения автомобиля на дороге по результатам стендовых испытаний его тормозных систем позволяют сделать вывод: такое моделирование не только можно, но и нужно применять для получения объективной оценки технического состояния тормозных систем автомобилей и тем самым повышения безопасности их движения.

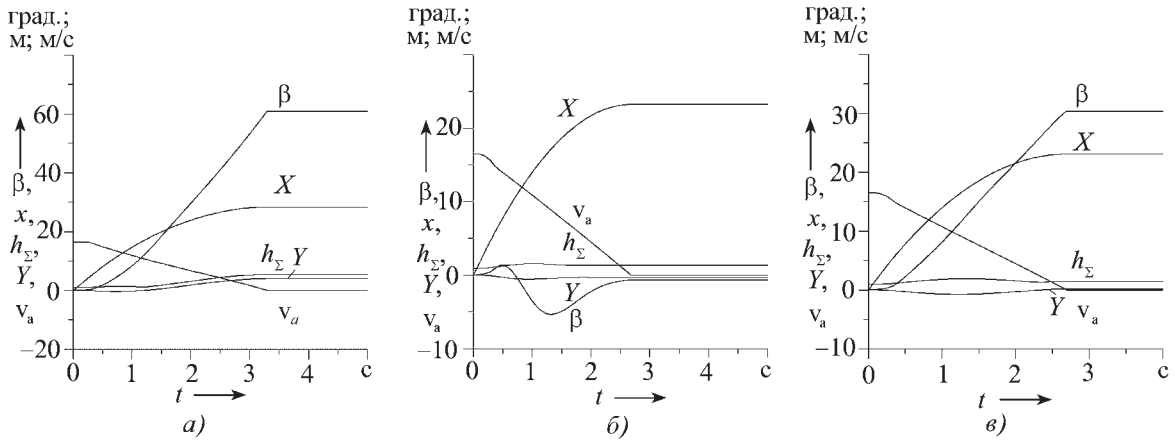


Рис. 4. Параметры, характеризующие экстренное торможение автомобиля ГАЗ-31029 для случая, когда первыми блокируются колеса задней оси (а); первыми блокируются колеса передней оси (б); все колеса блокируются одновременно (в)

Литература

1. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. Омск: Зап.-Сиб. Книжн. изд-во, 1973. – 224 с.
2. Технический регламент. О безопасности колесных транспортных средств. От 10 сентября 2010 г., утверж. ППРФ № 706. 2010. URL: http//www.minprom.gov.ru/ministry/dep/autoprom/does/project/0.
3. ГОСТ Р 51709–2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки. Взамен ГОСТ 25478–91. М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 2001. 44 с.
4. Технические средства диагностирования: справочник / В.В. Клюев, П.П. Пархоменко; под общ. ред. В.В. Клюева. М.: Машиностроение, 1989. – 672 с.
5. Косолапов Г.М., Сидоров Е.Н., Клепик Н.К. Исследование процесса торможения многоосных автомобилей // Автомобильная промышленность. 1978. № 7. С. 23–25.

УДК 629.017

ВЛИЯНИЕ ПОПЕРЕЧНЫХ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ КУЗОВА НА ПОТЕРЮ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук **Л.В. БОЖКОВА,** канд. техн. наук **Г.И. НОРИЦИНА**,
М.С. НИКОЛАЕВА
МГТУ "МАМИ" (8.916. 297-49-28)

Рассматривается влияние поперечных вынужденных колебаний кузова на потерю устойчивости автомобиля, оснащенного демпфером, при маневре "короткая двойная переставка".
Ключевые слова: *устойчивость автомобиля, опрокидывание, занос.*

Bojkova L.V., Noritsina G.I., Nikolaeva M.S.

THE INFLUENCE OF THE CONSTRAINED VIBRATIONS OF THE BODY ON THE LOSS OF STABILITY OF THE VEHICLE

The influence of the constrained vibrations of the body on the loss of stability of the vehicle with damper when maneuvering double lane change is considered.
Keywords: *stability of the vehicle, overturn, skidding.*

При объезде автомобилем внезапно возникшего препятствия (маневре "короткая двойная переставка") возможна потеря его поперечной устойчивости, представляющая собой боковое скольжение шин (занос), либо опрокидывание автомобиля [1]. Влияние поперечных вынужденных колебаний кузова на занос и опрокидывание автомобиля при таком маневре довольно подробно исследовала один из авторов этой статьи, Л.В. Божкова. Но поперечные вынужденные колебания кузова она рассматривала только с учетом действия упругих сил рессор. А чтобы получить данные исследований при лучшем их соответствии действительным дорожным условиям, необходимо учесть влияние демпфирующих сил на поперечные вынужденные колебания кузова. О чем и пойдет речь ниже. Расчетная схема таких колебаний с учетом вязкого демпфирования приведена на рис. 1. При этом предполагается, что вязкая жидкость в демпфере оказывает пропорциональное скорости v сопротивление R_c движению (формула № 1 в таблице).

Как видно из рис. 1, рассматриваемая схема представляет собой плоскую колебательную систему, соответствующую случаю, когда центр масс автомобиля (точка C) и кузова (точка $C_к$) находятся на его середине, между осями передних и задних колес. Кроме того, предполагается, что центр крена плоского сечения (точка C_v) располагается на оси колес. Коэффициенты $C_р$ жесткости всех пружин и пропорциональности (α) сил сопротивления демпферов приняты одинаковыми. (На рисунке введены следующие обозначения: R – радиус колес; $G_т$ – сила тяжести кузова; $R_ц^{ин}$ – центробежная сила инерции автомобиля; $\Delta l_к$, $\Delta l_м$ – перемещение точек крепления пружин к кузову в результате его поворота на угол вокруг центра крена – точка C_v.)

Основой исследования поперечных вынужденных колебаний кузова является вид траектории движения автомобиля [2] при маневре "короткая двойная переставка" (рис. 2). При этом считается, что отрезки этой траектории A_1A_2, A_2A_3 и A_4A_5, A_5A_6 представляют собой дуги окружностей одного и того же радиуса r и одной и той же длины l, а скорость $v_а$ движения автомобиля постоянна. В данном случае характер изменения центробежной силы $R_ц^{ин}$ инерции автомобиля описывается ступенчатой функцией, а ее величина определяется формулой № 2.

Рассматриваемая механическая система имеет одну степень свободы. За обобщенную координату системы принимается угол φ отклонения кузова от вертикали.

Система находится под действием следующих потенциальных сил: тяжести кузова и упругости двух эквивалентных пружин, сил сопротивления, испытываемых поршнями двух эквивалентных демпферов при их движении в жидкости, а также под действием возмущающей силы, равной центробежной силе инерции автомобиля. Поэтому уравнение Лагранжа второго рода следует записать [3] в виде формулы № 3.

Кинетическую энергию T системы (подрессоренных масс автомобиля) приближенно можно представить в виде формулы № 4, а потенциальную Π – формулы № 5. Диссипативная функция Релея рассчитывается по формуле № 6 [4].

Скорости $v_к^{(n)}$ и $v_м^{(n)}$ при повороте кузова на угол φ дают формулы № 7. Приближенные значения скоростей $v_к$ и $v_м$ поршней демпферов вдоль их осей можно определить по формулам № 8. Таким образом, на основании формулы № 7 и с учетом формул № 8–11 диссипативная функция Релея принимает вид формулы № 9. Для обобщенной же возмущающей силы Q, обусловленной действием центробежной силы инерции, предназначена формула № 10.

Подставив в формулу № 3 формулы № 4, 5, 9 и 10, получим дифференциальное уравнение поперечных вынужденных колебаний кузова с учетом вязкого демпфирования (формула № 11). В нее, как видим, входят параметры $2n$, k^2 и Q_1^*. Для них предназначены формулы № 12.

Обобщенная возмущающая сила в соответствии с характером изменения центробежной силы инерции автомобиля при выполнении маневра "короткая двойная переставка" описывается (рис. 3) ступенчатой функцией. (На этом рисунке время движения автомобиля на каждом участке траектории, приведенной на рис. 2, обозначено буквой τ.)

При $n < k$ и нулевых начальных условиях общее решение дифференциального уравнения № 11 можно представить в виде формулы № 13. На основании этой формулы и с учетом характера изменения обобщенной возмущающей силы Q (см. рис. 3) общее решение дифференциального уравнения движения системы примет вид формул № 14–19. (Заметим, что при $n = 0$, т.е. отсутствии демпферов, эти уравнения соответствуют случаю, когда вынужденные колебания рассмат-

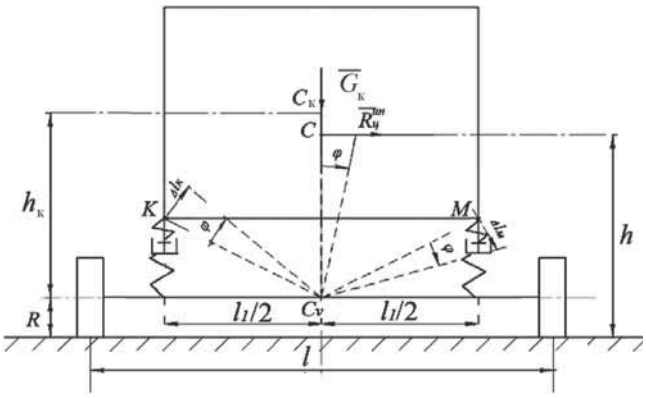


Рис. 1. Расчетная схема поперечных вынужденных колебаний кузова при наличии вязкого их демпфирования

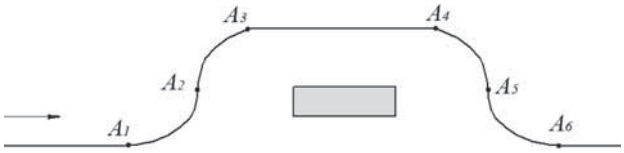


Рис. 2. Траектория движения автомобиля при маневре "короткая двойная переставка"

№ формулы	Формула	Примечания
1	$R_{с} = -a\,\text{v}$	a – коэффициент пропорциональности
2	$R_{ц}^{ин} = \dfrac{G\,\text{v}_{а}}{g\,r}$	G – сила тяжести автомобиля; g – ускорение свободного падения; r – радиус дуги окружности
3	$\dfrac{d}{dt}\cdot\dfrac{\partial T}{\partial\varphi} - \dfrac{\partial T}{\partial\varphi} = -\dfrac{\partial \Pi}{\partial\varphi} - \dfrac{\partial \Phi}{\partial\dot{q}} + Q$	$\dfrac{d}{dt}\cdot\dfrac{\partial T}{\partial\varphi}$ – производная по времени от частной производной по φ кинетической энергии; d – оператор дифференцирования; T – кинетическая энергия системы; Π – потенциальная ее энергия; Φ – диссипативная функция Релея; $\dot{q}$ – обобщенная скорость; Q – обобщенная возмущающая сила, обусловленная действием центробежной силы инерции автомобиля
4	$T = \dfrac{J_{C_{\text{v}}}\,\dot{\varphi}^{2}}{2}$	$J_{C_{\text{v}}}$ – момент инерции кузова относительно продольной его оси, проходящей через центр крена (точка C_{v})
5	$\Pi = \dfrac{G_{к}\,h_{к}\,\varphi^{2}}{2} + \dfrac{c_{э}\,l_{1}^{2}\,\varphi^{2}}{4}$	$G_{к}$ – сила тяжести кузова; $h_{к}$ – высота от центра масс кузова до оси, проходящей через центр крена (см. рис. 1); $c_{э} = 2\,c_{р}$ – жесткость эквивалентной пружины
6	$\Phi = \dfrac{a_{э}\,(\text{v}_{к}^{2} + \text{v}_{м}^{2})}{2}$	$a_{э} = 2\,a$ – эквивалентный коэффициент пропорциональности; $\text{v}_{к}$, $\text{v}_{м}$ – скорости точек K и M поршней демпферов вдоль их осей, обусловленные поворотом кузова на угол φ
7	$\text{v}_{к}^{(п)} = K\,C_{\text{v}}\,\dot{\varphi} = \dfrac{l_{1}\,\dot{\varphi}}{\sin\beta}$; $\text{v}_{м}^{(п)} = M\,C_{\text{v}}\,\dot{\varphi} = \dfrac{l_{1}\,\dot{\varphi}}{\sin\beta}$	–
8	$\text{v}_{к} = \text{v}_{к}^{(п)}\sin\beta$; $\text{v}_{м} = \text{v}_{м}^{(п)}\sin\beta$	–
9	$\Phi = \dfrac{a_{э}\,l_{1}^{2}\,\dot{\varphi}^{2}}{2}$	–
10	$Q^{*} = \dfrac{G\,\text{v}_{а}^{2}\,(h - R)}{g\,r}$	–
11	$\ddot{\varphi} + 2\,n\,\dot{\varphi} + k^{2}\varphi = Q_{1}^{*}$	n – число демпферов; k – число собственных колебаний системы; Q_{1}^{*} – обобщенная возмущающая сила
12	$2\,n = \dfrac{2\,\alpha\,l_{1}^{2}}{J_{c_{\text{v}}}}$; $k^{2} = \dfrac{c_{р}\,l_{1}^{2} - G_{к}\,h_{к}}{J_{c_{\text{v}}}}$; $Q_{1}^{*} = \dfrac{G\,\text{v}_{а}^{2}(h - R)}{g\,r\,J_{c_{\text{v}}}}$	–
13	$\varphi = \dfrac{1}{k^{*}}\int\limits_{0}^{l} Q_{1}^{*}\,l^{-1(t-k)}\,\sin k^{*}(t - t')\,dt'$	$k^{*} = \sqrt{k^{2} - n^{2}}$ – частота затухающих колебаний
14	$\varphi = \dfrac{Q_{1}^{*}}{k^{*}}\left[1 - e^{n\,t}\left(\dfrac{n}{k^{*}}\sin k^{*}t + \cos k^{*}t\right)\right]$	При $0 \le t \le t_{1}$
15	$\varphi = \dfrac{Q_{1}^{*}}{k^{*}}\left[1 + e^{-n\,t}\left(\dfrac{n}{k^{*}}\sin k^{*}t + \cos k^{*}t\right)\right] + \dfrac{2\,Q_{1}^{*}\,e^{-n\,(t-t_{1})}}{k^{2}}\left[\dfrac{n}{k^{*}}\sin k^{*}(t - t_{1}) + \cos k^{*}(t - t_{1})\right]$	При $t_{1} \le t \le t_{2}$
16	$\varphi = \dfrac{Q_{1}^{*}\,e^{-n\,t}}{k^{*}}\left(\dfrac{n}{k^{*}}\sin k^{*}t + \cos k^{*}t\right) + \dfrac{2\,Q_{1}^{*}\,e^{-n\,(t-t_{1})}}{k_{2}}\left[\dfrac{n}{k^{*}}\sin k^{*}(t - t_{1}) + \cos k^{*}(t - t_{1})\right] - \dfrac{Q_{1}^{*}\,e^{-n\,(t-t_{2})}}{k^{2}}\left[\dfrac{n}{k^{*}}\sin k^{*}(t - t_{2}) + \cos k^{*}(t - t_{2})\right]$	При $t_{2} \le t \le t_{3}$

№ формулы	Формула	Примечания
17	$\varphi = \frac{Q_1^* e^{-nt}}{k^*}\left(\frac{n}{k^*}\sin k^* t + \cos k^* t\right) + \frac{2Q_1^* e^{-n(t-t_1)}}{k^2}\left[\frac{n}{k^*}\sin k^*(t-t_1) + \cos k^*(t-t_1)\right] - \frac{Q_1^* e^{-n(t-t_2)}}{k^2}\left[\frac{n}{k^*}\sin k^*(t-t_2) + \cos k^*(t-t_2)\right] - \frac{Q_1^*}{k^2}\left[1 - e^{-n(t-t_3)}\left(\frac{n}{k^*}\sin k^*(t-t_3) + \cos k^*(t-t_3)\right)\right]$	При $t_2 \le t \le t_4$
18	$\varphi = \frac{Q_1^* e^{-nt}}{k^*}\left(\frac{n}{k^*}\sin k^* t + \cos k^* t\right) + \frac{2Q_1^* e^{-n(t-t_1)}}{k^2}\left[\frac{n}{k^*}\sin k^*(t-t_1) + \cos k^*(t-t_1)\right] - \frac{Q_1^* e^{-n(t-t_2)}}{k^2}\left[\frac{n}{k^*}\sin k^*(t-t_2) + \cos k^*(t-t_2)\right] + \frac{Q_1^* e^{-n(t-t_3)}}{k^2}\left[\frac{n}{k^*}\sin k^*(t-t_3) + \cos k^*(t-t_3)\right] + \frac{Q_1^*}{k^2}\left[1 - 2e^{-n(t-t_4)}\left(\frac{n}{k^*}\sin k^*(t-t_4) + \cos k^*(t-t_4)\right)\right]$	При $t_4 \le t \le t_5$
19	$\varphi = \frac{Q_1^* e^{-nt}}{k^*}\left(\frac{n}{k^*}\sin k^* t + \cos k^* t\right) + \frac{2Q_1^* e^{-n(t-t_1)}}{k^2}\left[\frac{n}{k^*}\sin k^*(t-t_1) + \cos k^*(t-t_1)\right] - \frac{Q_1^* e^{-n(t-t_2)}}{k^2}\left[\frac{n}{k^*}\sin k^*(t-t_2) + \cos k^*(t-t_2)\right] + \frac{Q_1^* e^{-n(t-t_3)}}{k^2}\left[\frac{n}{k^*}\sin k^*(t-t_3) + \cos k^*(t-t_3)\right] - \frac{Q_1^*}{k^2}\left[1 - 2e^{-n(t-t_4)}\left(\frac{n}{k^*}\sin k^*(t-t_4) + \cos k^*(t-t_4)\right)\right] + \frac{Q_1^* e^{-n(t-t_5)}}{k^2}\left[\frac{n}{k^*}\sin k^*(t-t_5) + \cos k^*(t-t_5)\right]$	При $t > t_5$
20	$\varphi_{ст} = \frac{Q_1^*}{k^2}$	–
21	$\varphi(t_1) = \frac{Q_1^*}{k^2}\left(1 + e^{-\frac{n\pi}{k^*}}\right);$ $\varphi(t_2) = -\frac{Q_1^*}{k^2}\left(1 + e^{-\frac{2n\pi}{k^*}}\right) - \frac{Q_1^* e^{-\frac{n\pi}{k^*}}}{k^2};$ $\varphi(t_3) = -\frac{Q_1^*}{k^2}\left(e^{-\frac{3n\pi}{k^*}} + 2e^{-\frac{2n\pi}{k^*}} + e^{-\frac{n\pi}{k^*}}\right);$ $\varphi(t_4) = -\frac{Q_1^*}{k^2}\left(1 + e^{-\frac{4n\pi}{k^*}} + 2e^{-\frac{3n\pi}{k^*}} + e^{-\frac{2n\pi}{k^*}} + e^{-\frac{n\pi}{k^*}}\right);$ $\varphi(t_5) = -\frac{Q_1^*}{k^2}\left(1 + e^{-\frac{5n\pi}{k^*}} + 2e^{-\frac{4n\pi}{k^*}} + e^{-\frac{3n\pi}{k^*}} + e^{-\frac{2n\pi}{k^*}} + e^{-\frac{n\pi}{k^*}}\right)$	–

№ формулы	Формула	Примечания
22	$R^{ин}_{к_\tau} = \frac{P_к \lvert\ddot{\varphi}\rvert h_к}{g}$; $R^{ин}_{к_\tau} = \frac{P_к \lvert\dot{\varphi}\rvert h_к}{g}$; $M^{ин}_к = J_{C_к} \lvert\dot{\varphi}\rvert$	–
23	$-F^{(1)}_{тр} = F^{(2)}_{тр} + R^{(ин)}_{кп} \sin\varphi + R^{ин}_{к\,\tau} \cos\varphi = 0$; $N_2 l - \frac{Pl}{2} - R^{(ин)}_ц h - R^{ин}_{к\tau} \cos\varphi (h_к \cos\varphi + R) - R^{(ин)}_{к\tau} \sin\left(\frac{l}{2} + h_к \sin\varphi\right) - M^{(ин)}_к + R^{(ин)}_{кп} \cos\varphi \left(\frac{l}{2} + h_к \sin\varphi\right) - R^{(ин)}_{кп} \sin\varphi (h_к \cos\varphi + R)$; $-N_2 l + \frac{Pl}{2} + R^{(ин)}_ц h - R^{(ин)}_{кт} \cos\varphi (h_к \cos\varphi + R) + R^{(ин)}_{к_\tau} \sin\varphi \left(\frac{l}{2} - h_к \sin\varphi\right) - M^{(ин)}_к - R^{(ин)}_{кп} \cos\varphi \left(\frac{l}{2} - h_к \sin\varphi\right) - R^{(ин)}_{кп} \sin\varphi (h_к \cos\varphi + R)$	$F^{(1)}_{тр}$, $F^{(2)}_{тр}$ – силы трения покоя (силы покоя), действующие на колеса автомобиля
24	$F^{(1)}_{тр} = f N_1$; $F^{(2)}_{тр} = F N_2$	f – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью
25	$\ddot{\varphi}\left(\frac{5\pi}{k^*}\right) = -DQ^* = -Q^*_1 \left(1 + e^{-\frac{5n\pi}{k^*}} + 2e^{-\frac{4n\pi}{k^*}} + e^{-\frac{3n\pi}{k^*}} + e^{-\frac{2n\pi}{k^*}} + e^{-\frac{n\pi}{k^*}}\right)$	–
26	$-F + \frac{v_з}{gr} + \beta^* v_з^2 [\cos(\alpha^* v_з^2) - f \sin(\alpha^* v_з^2)] = 0$; $\frac{1}{2} - v^2_{оп} \left(\frac{h}{grl} + \frac{D(h-R)}{grl}\right) + \beta^* v^2_{оп} \left[\frac{1}{2} \sin(\alpha^* v^2_{оп}) - \frac{R}{l} \cos(\alpha^* v^2_{оп})\right] = 0$	$\alpha^* = \frac{DG(h-R)}{gr(c_р l_1^2 - G_к h_к)}$; $\beta^* = \frac{DG_к h(h-R)}{J_{C_v} g^2 r (c_р l_1^2 - G_к h_к)}$
27	$v_з = \sqrt{\frac{frg}{1 + \frac{Dh_к(h-R)}{\rho^2}}}$; $v_{оп} = \sqrt{\frac{grl}{2\left[h + D(h-R)\left(1 + \frac{h_к R}{\rho^2}\right)\right]}}$	ρ – радиус инерции кузова относительно оси, проходящей через центр крена

риваются как действия только упругих сил, рессор.)

Угол $\varphi_{ст}$ статического отклонения кузова от вертикали определяется по формуле № 20.

Из формул № 14–19 вытекает, что в случае, когда время движения автомобиля на каждом из участков его траектории равно половине периода затухающих колебаний кузова, т.е. $\tau = \frac{\pi}{k^*}$, эти функции будут иметь максимальные или минимальные значения соответственно в точках A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 и A_6 траектории (в моменты времени $t_1 = \tau$, $t_2 = 2\tau$, $t_3 = 3\tau$, $t_4 = 4\tau$, $t_5 = 5\tau$).

Таким образом, на основании сказанного можно записать формулы № 21, из которых следует, что наибольший угол наклона кузова будет наблюдаться при

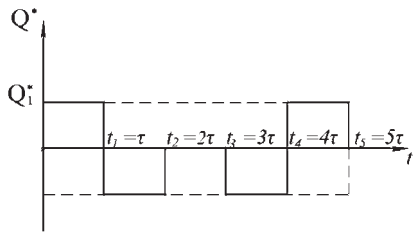


Рис. 3. Характер изменения обобщенной возмущающей силы при маневре "короткая двойная переставка"

Такой расчет выполняется на основе принципа Даламбера применительно к автомобилю [3]. Для чего к силам, действующим на автомобиль, присоединяют центробежную силу его инерции, а также главный вектор и главный момент сил инерции кузова при его поперечных колебаниях. Тогда модули касательной и нормальной составляющих главного вектора и главного момента сил инерции кузова можно рассчитать по формулам № 22. При этом $R^{ин}_{к_\tau}$ и $M^{ин}_{к}$ действуют противоположно угловому ускорению, направление которого определяется знаком $\ddot{\varphi}$ (рис. 5).

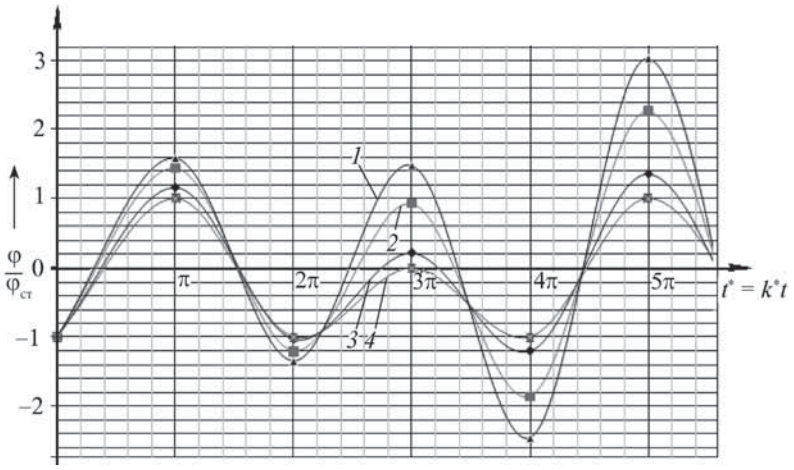


Рис. 4. Изменения отношения угла наклона кузова к углу статического его отклонения от времени и отношения $\frac{k}{n}$:

$$1 - \frac{k}{n} = 2\ ;\ 2 - \frac{k}{n} = 1\ ;\ 3 - \frac{k}{n} = 6\ ;\ 4 - \frac{k}{n} = 4$$

возвращении автомобиля на прежнюю полосу движения. Зависимости изменения отношения угла наклона кузова к углу статического отклонения ($\varphi / \varphi_{ст}$) в случае, когда время движения автомобиля на каждом участке его траектории равно половине периода затухающих колебаний кузова $\left(\tau = \frac{\pi}{k^*}\right)$, приведены на рис. 4.

Для исследования влияния поперечных вынужденных колебаний кузова с учетом вязкого демпфирования на потерю поперечной устойчивости автомобиля (занос или опрокидывание) необходимо определить нормальные реакции дорожного полотна (N_1 и N_2), а также силы трения скольжения ($F^1_{тр}$ и $F^2_{тр}$), действующие соответственно на левые и правые колеса автомобиля.

В первом приближении изменением положения центра масс автомобиля при крене кузова можно пренебречь и, приравняв нулю суммы проекций всех сил на горизонтальную ось *OX* и суммы моментов всех сил относительно точек *A* и *B* (на основании на рис. 5), составим три уравнения кинетостатики (формулы № 23).

В состоянии предельного равновесия, т.е. на грани бокового скольжения шин (заноса), силы трения покоя имеют максимальное значение и определяются по формулам № 24.

Принято считать, что опрокидывание автомобиля может начаться в тот момент, когда реакции дорожного полотна, действующие на менее нагру-

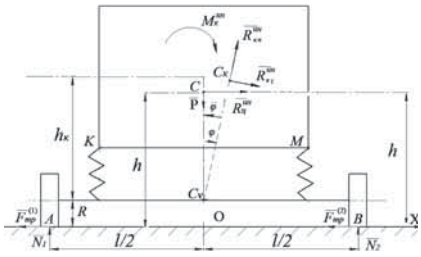


Рис. 5. Расчетная схема сил, действующих на автомобиль при учете поперечных колебаний кузова

женные колеса, равны нулю (при $N_1 = 0$).

Далее рассмотрим случай, наиболее опасный с точки зрения потери поперечной устойчивости автомобиля, когда время его движения на каждом из участков траектории при выполнении маневра "короткая двойная переставка" (см. рис. 2) равно половине периода затухающих колебаний кузова $\left(\tau = \frac{\pi}{k^*}\right)$. При этом угол крена кузова, как следует из формул № 23, растет и имеет наибольшее значение в момент возврата автомобиля на прежнюю полосу. Кроме того, в этот момент, как следует из формулы № 20, угловая скорость $\dot{\varphi}$ равна нулю, а угловое ускорение $\ddot{\varphi}$ будет наибольшим и определяется по формуле № 25.

На основании формул № 23 с учетом формул № 22 и 24 получены два трансцендентных уравнения, позволяющие рассчитать соответственно скорости заноса ($v_з$) и опрокидывания ($v_{оп}$) автомобиля (формулы № 26), которые могут быть решены только численными методами.

Для качественной оценки влияния поперечных вынужденных колебаний кузова на величины критических скоростей, при которых может произойти занос или опрокидывание автомобиля, следует рассматривать случай малых углов отклонения кузова от вертикали. При этом уравнения № 26 решаются аналитически. В результате скорости заноса $v_з$ и опрокидывания $v_{оп}$ автомобиля определяются по формулам № 27.

Литература

1. Подоржанский М. Проверка на дорогах. Осенние перевертыши. // Авторевю. 1998. № 18. С. 53–56.
2. Ретенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
3. Добронравов В.В., Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1983. – 575 с.
4. Яблонский А.Д., Норейко С.С. Курс теории колебаний. М.: Высшая школа, 1975. – 248 с.

УДК 621.431.73

МОДЕЛИРОВАНИЕ СТЕПЕНИ ИЗНОСА ТОЛКАТЕЛЯ КЛАПАНА ГРМ КАМАЗ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Канд. техн. наук **А.И. ШВЕЁВ, И.А. ШВЕЁВ**
филиал КФУ в г. Набережные Челны (8552. 39-71-40)

Рассматриваются форма, степень износа толкателя клапана газораспределительного механизма дизеля КамАЗ-740 при его эксплуатации и факторы, влияющие на этот износ, дается анализ сопряжения "кулачок–толкатель".
Ключевые слова: *толкатель, клапан, износ, газораспределительный механизм, КамАЗ, анализ, кулачок, фазы газораспределения.*

Shveyov A.I., Shveyov I.A.

MODELLING OF DEGREE OF WEAR OF THE PUSHER THE GRM VALVE KAMAZ AT OPERATION

The form and degree of wear of a pusher of the valve of the gas-distributing mechanism KamAZ-740 at operation, and the factors influencing wear, the interface analysis a cam–a pusher are considered.
Keywords: *pusher, valve, wear, gas-distributing mechanism, KamAZ, analysis, cam, distribution of gas, phases.*

На скорость, форму и глубину износа толкателя и кулачка ГРМ любого ДВС влияют следующие факторы: форма и размеры толкателя и кулачка; сопряжения толкателя (поверхность, по которой скользит толкатель, шток) и распределительного вала с остальными деталями (подшипники скольжения); скорость вращения распределительного вала; материалы кулачка и толкателя; величина и направление сил, действующих между кулачком и толкателем (сила разжимных пружин клапана), давление между кулачком и толкателем (зависящее от величины сил и площади контакта); условия их работы (смазка, температура, попадание инородных тел, частиц абразива, стружки); масса и моменты инерции деталей, входящих в механизм, и т.д. И дизели КамАЗ с этой точки зрения – не исключение. Если построить графики плана положений, скоростей и ускорений деталей их ГРМ, то они, графики, будут зависеть от профиля кулачка и толкателя, скорости вращения кулачка. Если условно принять, например, что скорость вращения коленчатого вала двигателя равна 1000 мин$^{-1}$, то скорость ω_p вращения распределительного вала будет 500 мин$^{-1}$.

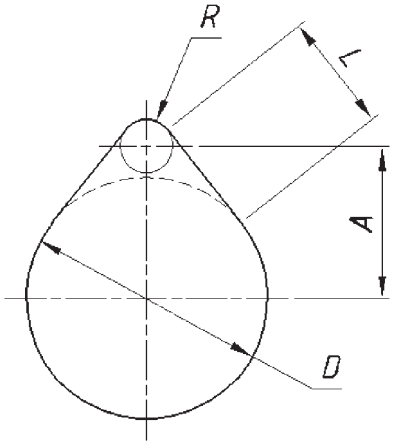


Рис. 1. Профиль кулачка распределительного вала

Для более точного изображения графиков профиль кулачка (рис. 1) разделим на 360 одинаковых частей. Верхнее положение толкателя принимаем за центр графика, а диапазон – равным 180°. Тогда за 1 с распределительный вал совершит 8,333 оборота, значит, 1 оборот он совершит за 0,12 с.

Из плана положений (рис. 2) толкателя, т.е. зависимости подъема h от угла поворота толкателя, видно, что кулачок достаточно резко начинает свой подъем вверх, затем плавно движется к точке максимума, составляющего 8,6 мм. Далее следует обратный ход. Резкие "рывки" хода обусловлены наличием плоской поверхности между радиусами в профиле кулачка, которая создает плечо, равное своей длине в момент начала поднятия толкателя.

На основании плана положений методом хорд строим план скоростей толкателя (рис. 3). Полюсное расстояние h_v = 15 мм. Как из него видно, в начале движения толкатель набирает высокую скорость, затем она плавно уменьшается. В самой высокой точке толкатель на мгновение останавливается (скорость равна нулю), а затем вектор скорости меняет свое направление на обратное: толкатель движется вниз, снова набирая скорость, которая постепенно падает. При этом максимальная скорость составляет 9,2 м/с.

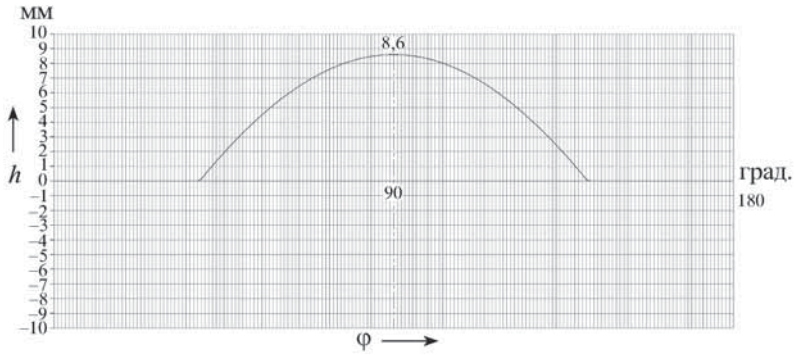


Рис. 2. План положений толкателя

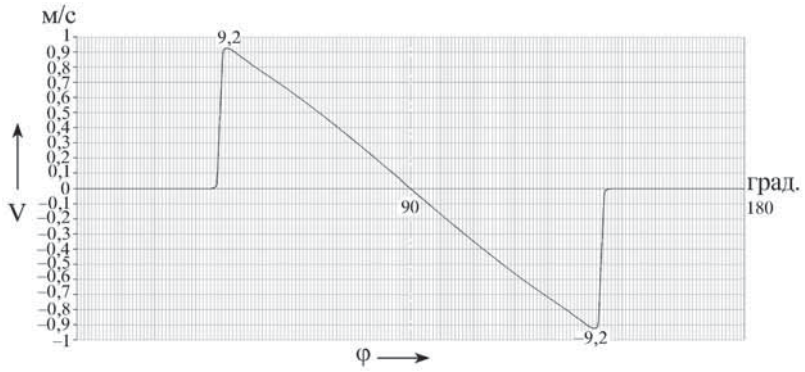


Рис. 3. План скоростей толкателя

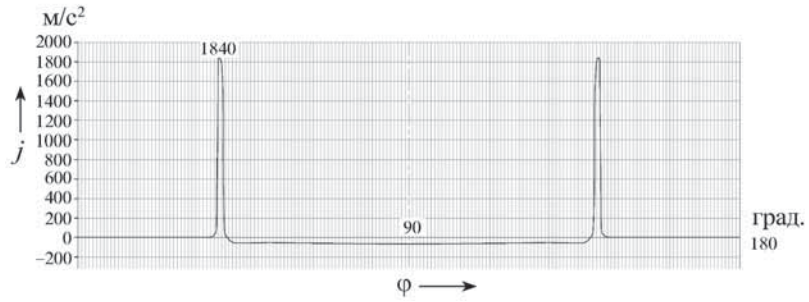


Рис. 4. План ускорений толкателя

По плану скоростей методом хорд строим план ускорений (рис. 4), который подтверждает, что в начале движения толкатель получает большое ускорение, что фактически можно приравнять к динамическому удару. Затем оно быстро снижается до сравнительно небольшого отрицательного значения. Далее, в момент полного опускания толкателя, скорость делает скачок, и его максимум достигает 1840 м/с^2.

Таким образом, из рис. 2–4 следует, что наиболее критические точки находятся в начале подъема толкателя, при полном его опускании и в самой верхней точке его подъема.

Рассмотрим действие сил на толкатель клапана и сопрягаемые с ним детали (рис. 5).

При работе двигателя коленчатый вал с помощью системы зубчатых зацеплений передает вращение на вал распределительный (вектор M_1). Кулачок под действием крутящего момента поднимает толкатель вверх, а в точке *7* контакта возникают нормальные силы N_1 (реакция толкателя на кулачок, стремящаяся опустить толкатель) и N_2 (движущая сила кулачка, поднимающая толкатель вверх). Эти силы по мере открытия клапана возрастают за счет увеличения усилий пружин клапана и достигают максимума уже при полном открытии клапана.

В точке *7* контакта толкателя с кулачком возникают также касательные силы A_1 (сила трения между кулачком и толкателем, стремящаяся переместить толкатель влево) и A_2 (обратная реакция толкателя), зависящие от шероховатости рабочих поверхностей и смазки. Они плавно увеличиваются и достигают максимума при полном открытии клапана.

Толкатель, в свою очередь, контактирует со штангой по сферической поверхности (точка *6*) и здесь возникают силы F_2 (толкатель передает усилие от кулачка к штанге, стремясь поднять штангу вверх) и F_1 (обратная реакция штанги), пропорциональные силам N_1 и N_2.

Контактирует толкатель и с посадочным местом в корпусе (точка *3*). При этом сила A_1 стремится сдвинуть толкатель влево, в результате чего возникают реакции B_1 и B_2 между направляющей цилиндрической поверхностью толкателя и корпусом, которые теоретически приложены к крайней левой нижней точке корпуса, а силы A_1 и B_2, в свою очередь, создают крутящий момент и стремятся повернуть толкатель по часовой стрелке, что вызывает появление сил V_1 (реакция корпуса в крайней верхней правой точке) и V_2 (сила, стремящаяся повернуть толкатель). Кроме того, в точках *3* и *5* создаются силы трения C_2 и D_2, которые стремятся поднять толкатель, и силы C_1 и D_1 – обратная реакция корпуса.

Очевидно, что все силы, стремящиеся поднять толкатель вверх, равны силам, стремящимся опустить его вниз, т.е. $N_2 = F_1 + C_1 + D_1$; $N_1 = F_2 + C_2 + D_2$, где C_i и D_i – силы, препятствующие движению толкателя и снижающие КПД узла.

Уравновешиваются и силы, стремящиеся переместить толкатель перпендикулярно оси. Их дают формулы: $B_2 = V_1 + A_1$ и $B_1 = V_2 + A_2$, в которых силы B_i, V_i и A_i препятствуют движению толкателя и тоже снижают КПД узла.

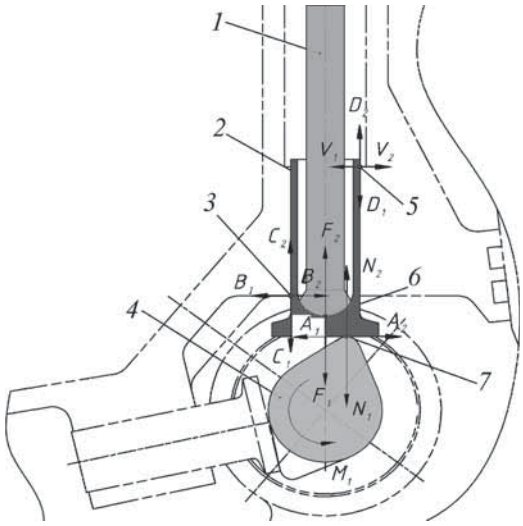


Рис. 5. Силы, действующие на толкатель и сопрягаемые с ним детали:

1 – штанга; *2* – толкатель; *3*, *5*, *6* и *7* – точки контакта; *4* – кулачок

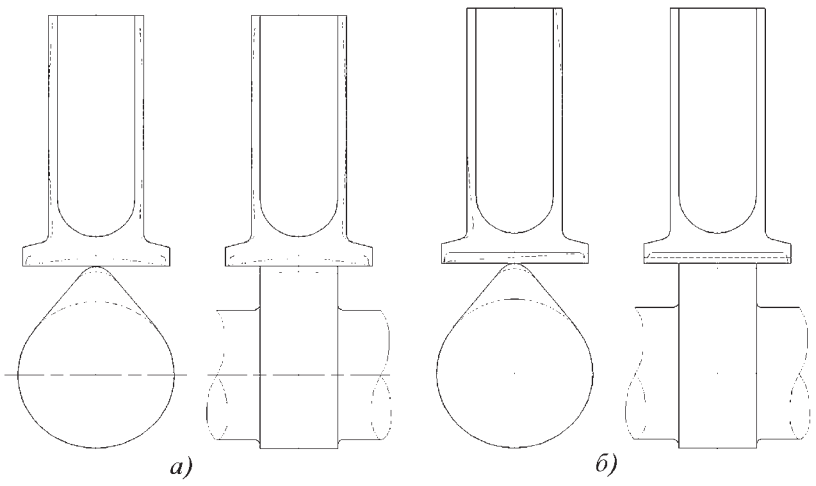


Рис. 6. Форма износа кулачка и толкателя ГРМ двигателя КамАЗ при правильно (а) и неправильно приработанном (б) толкателе

Уравновешиваются также силы, стремящиеся повернуть толкатель. Силы *B*, *V* и *A* создают крутящий момент относительно точки *3*. Но их произведение на плечо всегда делает крутящие моменты от этих сил равными нулю. И здесь следует учесть, что теоретически точка *7* смещена относительно оси толкателя и тем самым создается крутящий момент толкателя относительно собственной оси, заставляя его вращаться. Это позволяет ему изнашиваться равномерно. Однако на практике такое смещение иногда оказывается недостаточным (или отсутствующим), что приводит к неправильной приработке толкателя и кулачка, в результате чего толкатель перемещается, воспринимая постоянные динамические удары в одну и ту же сторону рабочей поверхности, следовательно, постепенно деформируется и сильно изнашивается. В чем легко убедиться, если рассмотреть его износы после правильной и неправильной приработки.

Так, при правильной приработке (рис. 6, *а*) в начале движения толкателя имеет место, как сказано выше, большое его ускорение: кулачок ударяет толкатель своим плечом, но трения фактически нет. При излишней хрупкости материала деталей на краях плоской рабочей поверхности толкателя могут образоваться микротрещины, трещины, осколы и т.п. По мере подъема толкателя вверх, силы, действующие со стороны пружин клапана, возрастают, соответственно растут и силы, действующие на толкатель в точках его контакта со штангой и кулачком. При этом скорость движения точки контакта увеличивается и достигает максимума в верхней точке, т.е. практически увеличиваются скорость трения и силы трения. Наибольшей интенсивности трение достигает при максимально открытом клапане – когда толкатель находится в верхней точке. Поэтому именно в центральной части плоской рабочей поверхности толкателя износ больше, чем по ее краю.

Также следует учесть, что при подъеме силы, действующие на толкатель, имеют чуть бóльшую величину, чем при его движении вниз. Это обусловлено тем, что при движении толкателя вверх действуют дополнительные сопротивляющиеся силы – такие, как гравитационные, а также силы, стремящиеся повернуть толкатель (силы *A*, *B* и *V* на рис. 5).

С каждым полным рабочим циклом толкатель поворачивается относительно своей оси. При этом достигается равномерность его износа, форма которого представляет собой кратер. Износ же кулачка зависит от износа толкателя.

В поперечном сечении рабочая поверхность толкателя изнашивается по радиусу скругления, и этот радиус увеличивается (на рис. 6 предполагаемая форма после износа представлена штриховыми линиями). В продольном же сечении рабочая поверхность толкателя стремится принять форму, приближенную к дуге. По диаметру, как показали исследования, кулачок практически не изнашивается.

Цилиндрическая рабочая поверхность толкателя стремится принять бочкообразную форму. К этому приводят поперечные силы, стремящиеся его повернуть, а также поворот толкателя относительно своей оси. Также следует учесть, что в нижних сечениях рабочая цилиндрическая поверхность толкателя изнашивается чуть больше, чем в верхних. Это связано с тем, что силы *B* больше сил *V*.

Рассмотрим износ при неправильной приработке (рис. 6, *б*). При недостаточном смещении точки *7* центра контакта кулачка и толкателя последний не поворачивается относительно своей продольной оси, что приводит к неправильной его приработке, поскольку он испытывает динамические удары в одной точке. Толкатель деформируется, и износ происходит в одном направлении. Но возможен и обратный вариант, при котором толкатель деформируется, и из-за появления наклона в плоской рабочей поверхности дальнейший его поворот относительно продольной оси затруднен. Что характерно: и в том и в другом случае износ протекает примерно с одинаковой интенсивностью и по прямолинейной поверхности. Один край толкателя изнашивается больше, а второй, противоположный, практически не изнашивается. Цилиндрическая поверхность толкателя также изнашивается неравномерно, причем в двух крайних противоположно лежащих точках. Так же, как и при равномерном износе, нижняя часть его цилиндрической поверхности изнашивается больше верхней. Кулачок изнашивается по радиусу скругления в поперечном сечении. В продольном же сечении сохраняется прямолинейность износа.

Авторы проконтролировали геометрические размеры нескольких полных комплектов изношенных

Таблица 1

Точка измерения, град. п.р.в.	Ход толкателя, мм		
	нового	изношенного равномерно	с наклоном образующей
0	7,237	6,541 (–0,6971)	7,0021 (–0,2351)
Начало движения	7,237	7,1321 (–0,1000)	7,0021 (–0,2351)
17	11,832	11,6231 (–0,2091)	11,3691 (–0,4631)
34	14,784	14,1481 (–0,6361)	14,4231 (–0,3631)
15,5 (верхняя точка)	15,837	15,1410 (–0,6971)	15,6021 (–0,2351)
34	14,784	14,1481 (–0,6361)	14,6281 (–0,1561)
17 и дальше	11,832	11,6231 (–0,2091)	11,7251 (–0,1071)
Конец движения	7,237	7,1371 (–0,1000)	7,2021 (–0,0351)
Примечание. В скобках данного отклонения от номинала			

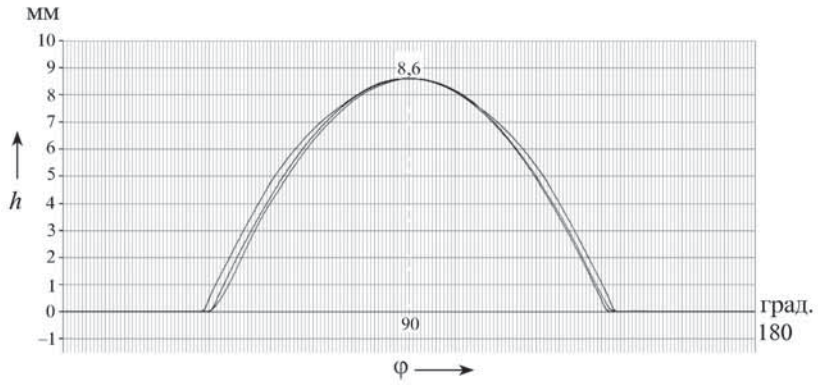


Рис. 7. Отклонение плана положений изношенных толкателей от нового до регулировки

толкателей двигателей КамАЗ, имеющих одинаковый пробег. Установлено, что во всех случаях при правильной приработке толкателя и кулачка изношенная поверхность имеет вид кратера, а при неправильной – увеличенный наклон образующих. Эти износы можно выразить через изменение хода изношенных толкателей (табл. 1). По найденным отклонениям хода изношенных толкателей построим график плана положений (рис. 7) изношенных толкателей после регулировки теплового зазора. Из него следует, что при изношенных толкателях меняется закон их движения, а следовательно, и клапанов. При этом клапан, из-за наличия коромысла, проходит в 1,55 раз большее расстояние, чем толкатель.

При равномерно изношенном толкателе клапан начинает открываться раньше, а закрываться позже; при неправильно же приработанном толкателе он начинает позже открываться и закрываться. Все это в дальнейшем ведет к снижению мощности двигателя, усиленному нагарообразованию, вредным выбросам и дополнительному износу деталей.

В табл. 2 приведены средние значения износа поверхности толкателя при различных пробегах автомобиля КамАЗ. Из нее следует, что максимальный износ наблюдается на центральной поверхности детали.

Были также измерены толкатели при различном пробеге автомобилей (табл. 3 и рис. 8).

Износ толкателя ГРМ в ходе эксплуатации автомобиля КамАЗ, как видим, в общем-то, незначительный. Но, тем не менее, он изменяет закон движения клапана и фазы газораспределения, что, в свою очередь, приводит к неправильному заполнению цилиндров воздухом, увеличивает расход топлива, уменьшает мощность двигателя, ухудшает динамические показатели автомобиля, увеличивает количество вредных выбросов в отработавших газах.

Причем на изменение момента начала движения (открытия), конца движения (закрытия) и изменение хода клапана влияют несколько факторов. Это износ зубчатых колес передачи вращения от коленчатого вала к валу распределительному, посадочных шеек распределительного вала и его кулачков, а также плоской рабочей (неплоскостность) и направляющей поверхности толкателя; изменение формы и относи-

Таблица 2

x, мм	Износ толкателя, мм, при пробеге автомобиля, тыс. км							
	равномерно изношенного				неправильно приработанного			
	30	60	90	120	30	60	90	120
0	0,039	0,100	0,171	0,264	0,009	0,035	0,075	0,127
2,9	0,073	0,170	0,277	0,406	0,035	0,087	0,153	0,231
5,8	0,142	0,310	0,488	0,689	0,056	0,129	0,216	0,315
8,7	0,240	0,588	0,910	1,252	0,065	0,147	0,243	0,351
11,6	0,304	0,638	0,983	1,351	0,076	0,169	0,276	0,395
14,5	0,325	0,683	1,051	1,442	0,0935	0,204	0,328	0,465
17,4	0,330	0,698	1,075	1,474	0,1125	0,242	0,385	0,541
20,3	0,327	0,697	1,073	1,472	0,143	0,303	0,477	0,663
23,2	0,313	0,657	1,012	1,389	0,167	0,351	0,549	0,759
26,1	0,251	0,511	0,791	1,094	0,1895	0,396	0,616	0,849
29,0	0,115	0,274	0,437	0,621	0,213	0,443	0,687	0,943
32,3	0,046	0,128	0,214	0,322	0,250	0,517	0,796	1,091
34,0	0,037	0,095	0,1635	0,254	0,284	0,585	0,899	1,227

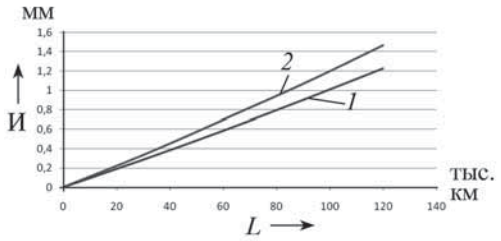


Рис. 8. Зависимость износа толкателя от пробега автомобиля

Таблица 3

Толкатель	Износ, мм, при пробеге автомобиля, тыс. км				
	0	30	60	90	120
Равномерно изношенный	0	0,33	0,70	1,08	1,47
Неправильно приработанный	0	0,28	0,56	0,90	1,23

Таблица 4

Толкатель	Клапан	Значение угла поворота Δα, град., толкателя в зависимости от пробега автомобиля, тыс. км			
		30	60	90	120
Равномерно изношенный	Открыт	0,98	2,28	3,66	5,36
	Закрыт				
Неправильно приработанный	Открыт	–0,25	–0,70	–1,31	–2,24
	Закрыт	–0,35	–0,99	–1,85	–3,17

тельного положения (деформация) рабочих и направляющих поверхностей (неперпендикулярность плоской рабочей поверхности к оси направляющей толкателя, торцевое биение); износ сферических поверхностей толкателя и штанги; неправильная регулировка теплового зазора между коромыслом и штангой; износ коромысла (посадочная шейка, контактирующие поверхности) и клапана.

Изменение угла открытия и закрытия клапана, как уже упоминалось, изменяет фазы газораспределения, что влияет на наполняемость цилиндров свежим воздухом. Например, из рис. 9 видно, что с равномерно изношенным толкателем клапан начинает открываться на 2,28° раньше, а закрываться – на 2,28° позже, чем с новым толкателем ($\Delta\alpha$ = 53,44 – 51,16 = 2,28°). То есть клапан открыт дольше, поэтому график плана положений "расширяется". При неправильно приработанном толкателе клапан начинает открываться на 0,7°, а закрываться – на 0,99° позже, чем с новым толкателем; т.е. график планов положений смещается относительно номинала, при этом незначительно "расширяясь". Различная комбинация толкателей, работающих при одном цилиндре, может усугубить положение, более пагубно повлиять на фазы газораспределения.

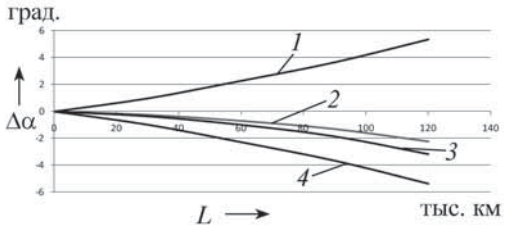


Рис. 10. Зависимость изменения углов открытия и закрытия клапанов от пробега автомобиля: (согласно табл. 4)

1 – открытие клапана при равномерно изношенном толкателе; *2* – закрытие клапана при равномерно изношенном толкателе; *3* – открытие клапана при неправильно приработанном толкателе; *4* – закрытие клапана при неправильно приработанном толкателе

После анализа степени износа толкателя клапана (табл. 4) была построена зависимость изменения углов $\Delta\alpha$ открытия и закрытия клапанов в зависимости от пробега автомобиля (рис. 10). Оказалось, что для равномерно изношенного толкателя эти углы одинаковы.

Наибольшее изменение фаз газораспределения будет (рис. 11) при наибольшем изменении угла открытия и закрытия клапанов. С учетом изменения этих углов были построены диаграммы фаз газораспределения двигателя КамАЗ-740 (рис. 11). Причем такая диаграмма для нового двигателя (рис. 11, *а*) принята за эталонную, т.е. обеспечивающую наиболее благоприятные условия работы данного двигателя в диапазоне определенной

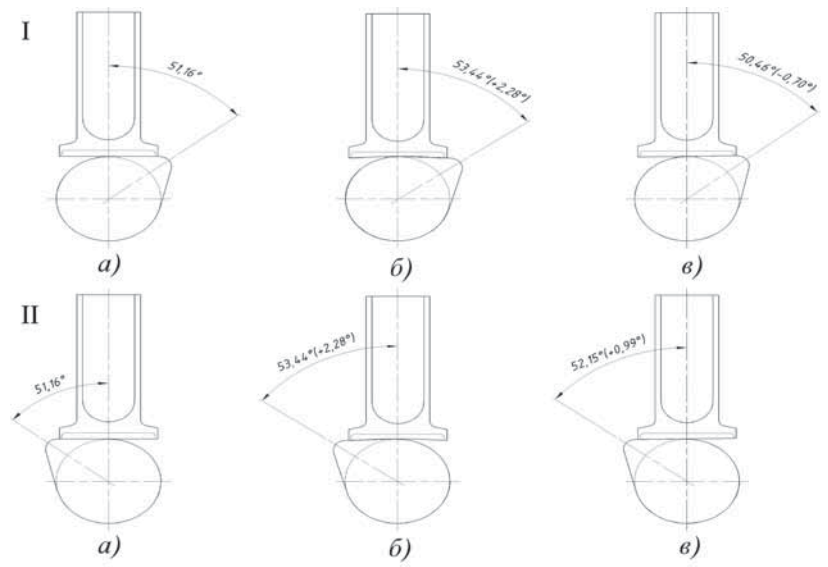


Рис. 9. Изменение угла открытия (I) и закрытия (II) клапана (пробег 60 тыс. км) в случае нового (а), равномерно изношенного (б) и неправильно приработанного (в) толкателя

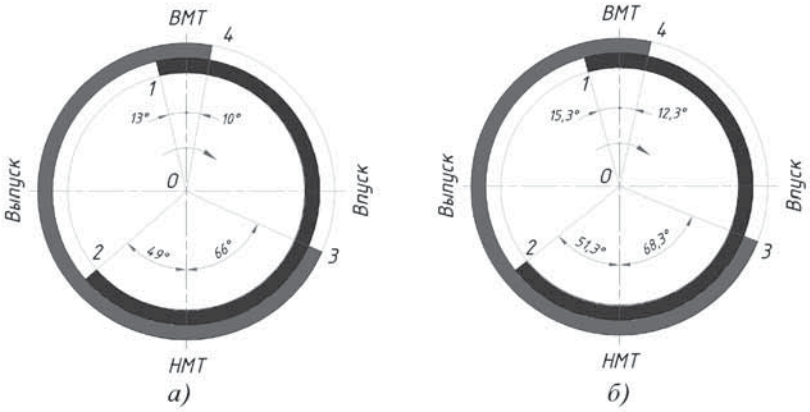


Рис. 11. Изменение фаз газораспределения при износе нового (а) и изношенного (б) толкателя:
1–2 – фаза впуска; *3–4* – фаза выпуска; *О* – центр вращения вала

частоты вращения коленчатого вала. Максимальный крутящий момент (930 Н·м) двигатель развивает при n = 1600...1800 мин$^{-1}$; максимальную мощность (176,6 кВт, или 240 л.с.) – при 2600 мин$^{-1}$; наиболее экономичный режим работы двигателя – при n = 2000...2200 мин$^{-1}$; оптимальный рабочий диапазон частот вращения коленчатого вала – n = 1400...2200 мин$^{-1}$.

Как сказано выше, износ толкателя клапана влияет на углы момента открытия и закрытия клапанов, меняет диаграмму фаз газораспределения. При этом два по-разному изношенных толкателя и влияют по-разному. Так, равномерно изношенный расширяет фазу впуска или выпуска равномерно относительно оси симметрии, а неправильно приработанный с изменением угла наклона плоской рабочей поверхности относительно оси расширяет фазу и одновременно смещает ее правее (в сторону "позже по времени"). Впускной клапан открывается (рис. 11, *б*) с опережением (точка *1*), т.е. до прихода кривошипа коленчатого вала и поршня в ВМТ. Вследствие этого в начале движения поршня вниз данный клапан будет уже частично открыт, и наполнение цилиндра воздухом улучшается. Закрывается же этот клапан (точка *2*) с запаздыванием, т.е. кривошип коленчатого вала и поршень проходят НМТ, поднимаются вверх, совершая такт сжатия, а клапан в это время еще открыт, поэтому топливовоздушная смесь или воздух по инерции заполняют цилиндр.

Выпускной клапан открывается (точка *3*) до прихода кривошипа и поршня в НМТ, т.е. с опережением. Поршень движется вниз, а отработавшие газы уже начинают выходить из цилиндра, так как давление в нем больше атмосферного. Поэтому при движении поршня вверх, во время такта выпуска, работы на удаление отработавших газов из цилиндра двигателя затрачивается меньше. Закрытие выпускного клапана (точка *4*) происходит с запаздыванием – после перехода кривошипом и поршнем ВМТ. В этом случае реализуется отсасывающее действие потока газов в выпускном трубопроводе.

Таким образом, в результате открытия выпускного клапана с опережением и закрытия его с запаздыванием улучшается очистка цилиндра от отработавших газов. Но если говорить в целом, то можно сказать следующее.

Возьмем впускной клапан. При более раннем его открытии отработавшие газы из предыдущего цикла попадают через него во впускной трубопровод, так как поршень еще движется вверх, а такт выпуска не завершен. При позднем же его открытии эти газы через открытый выпускной клапан попадают обратно в цилиндр, а чистый воздух в цилиндры – позже: значит, наполнение цилиндра ухудшается. При позднем же закрытии впускного клапана часть чистого воздуха выходит обратно во впускной трубопровод, а при раннем его закрытии некоторое его количество не успевает войти в цилиндр.

Теперь возьмем выпускной клапан. При более раннем его открытии отработавшие газы начнут выходить слишком рано, раньше упадет полезное давление в цилиндре. При позднем открытии это давление не успевает стравиться из цилиндра, и в НМТ возможны динамические удары, так как возникает излишек давления в цилиндре при движении поршня вверх. При более раннем закрытии клапана большее количество отработавших газов остается в цилиндре, следовательно, входит меньше чистого воздуха, воспламеняется и сгорает меньше топлива, выделяется меньше теплоты, падает мощность двигателя. При более позднем закрытии часть отработавших газов может обратно войти в цилиндр при движении поршня вниз, что приведет к тем же последствиям.

Как видим, своевременные закрытие и открытие впускного и выпускного клапанов имеют большое значение при работе двигателя, влияют на его мощность и равномерность работы, количество вредных веществ в отработавших газах и т.д.

При равномерно изношенном толкателе фазы расширяются, а при неправильно приработанном они сдвигаются в сторону "позже по времени" и расширяются. Причем два разных толкателя по-разному влияют на наполнение цилиндров воздухом и очистку от отработавших газов. Различная комбинации толкателей приводит к неравномерной работе двигателя.

Теперь вычислим потери мощности и крутящего момента в двигателе КамАЗ-740, рабочий объем $V_{раб_1}$ одного цилиндра которого равен 1,357 л, степень сжатия ($\varepsilon_{сж}$) – 17, полный объем цилиндра – 1,442 л, номинальная частота вращения коленчатого вала (n) – 1800 мин$^{-1}$, максимальная скорость $V_{n_{max}}$ – 11,31 м/с. При построении графиков планов положений и ско-

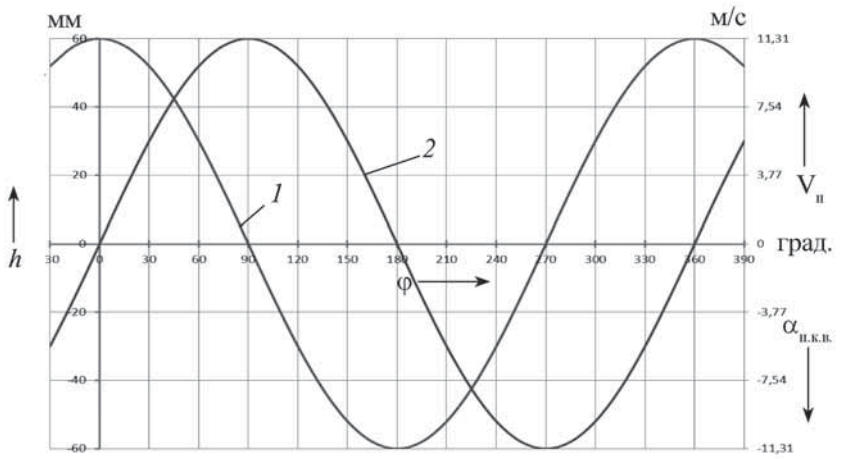


Рис. 12. План положений (1) и скоростей (2) поршня при 1800 мин$^{-1}$

ростей поршня за начальную точку примем положение поршня в ВМТ перед тактом рабочий ход.

План положений (*1*) представляет собой (рис. 12) косинусоиду (смещенную синусоиду), а план скоростей (*2*) – производную от косинусоиды, т.е. синусоиду. В положении поршня в ВМТ ход равен максимуму, а скорость – нулю, в положении поршня между ВМТ и НМТ скорость поршня достигает максимума. Из рисунка видно, что график плана скоростей сдвинут на 90° вперед относительно графика плана положений.

Рассмотрим открытие выпускного клапана после такта рабочего хода. При новом толкателе клапан открывается за 66° до НМТ, а при изношенном – за 68,3°. Ход поршня с новым толкателем при такте рабочего хода равен 84,404 мм $(60 + 60\cos 66°)$, а с изношенным – 82,185 мм $(60 + 60\cos 68{,}3°)$. Разница хода 2,219 мм, или 1,85 %.

Исходя из этого, можно сделать вывод, что при такте рабочего хода не используется 1,85 % хода, т.е. теряется до 1,85 % полезного давления, и соответственно, мощности и крутящего момента.

Рассмотрим конец такта выпуска и начало такта впуска, когда происходит перекрытие клапанов.

Выпускной клапан открыт, поршень движется от НМТ к ВМТ, отработавшие газы удаляются из цилиндра. До прихода поршня в ВМТ начинает открываться впускной клапан. В случае нового толкателя клапан открывается при ходе 118,462 мм $(60 + 60\cos 13°)$, а в случае изношенного – при ходе 117,873 мм $(60 + 60\cos 15{,}3°)$. Разница – 0,589 мм.

Теоретически при изношенном толкателе за ход поршня, равный 0,589 мм, отработавшие газы попадают во впускной трубопровод, затем снова в цилиндр уже при такте впуска.

Поршень достигает ВМТ и начинает движение вниз. Оба клапана открыты. После начала движения закрывается выпускной клапан. Если толкатель новый, клапан закрывается при ходе 119,088 мм $(60 + 60\cos 10°)$, а если изношенный – при ходе 118,623 мм $(60 + 60\cos 12{,}3°)$. Разница – 0,465 мм. Теоретически за ход 0,465 мм отработавшие газы при такте впуска обратно попадают в цилиндр.

Таким образом, за конец такта выпуска и начало такта впуска попадание отработавших газов обратно в цилиндр увеличивается на $0{,}589 + 0{,}465 = 1{,}054$ мм хода поршня.

Не учитывая разряжение воздуха, предварительно можно предположить, что недобор чистого воздуха достигает 0,88 %. Соответственно и показатели двигателя снижаются на те же 0,88 %.

Рассмотрим конец такта впуска. Поршень достигает НМТ и начинает движение обратно к ВМТ. Впускной клапан открыт. При новом толкателе он закрывается после 49° п.к.в. (после достижения поршня НМТ), при изношенном толкателе – после 51,3°. Ход поршня при новом толкателе составляет 99,364 мм $(60 + 60\cos 49°)$, а при изношенном – 97,515 мм $(60 + 60\cos 51{,}3°)$. Разница – 1,849 мм, или 1,54 %.

Теоретически при новом толкателе клапан должен закрыться за 1,849 мм движения поршня ранее, чем при изношенном толкателе. Соответственно, не учитывая разряжение воздуха, потери чистого воздуха в конце такта впуска достигают 1,54 %, что снижает показатели двигателя.

Суммируя все потери при изношенном толкателе, получаем 1,85 + 0,88 + 1,54 = 4,27 %. Исходя из этого, можно предположить, что при изношенных толкателях показатели двигателя при номинальном режиме работы могут снизиться на эти 4,27 %, что влияет на мощность, крутящий момент, расход топлива и выделение вредных выбросов (особенно актуально в современном мире).

Перечисленные закономерности нельзя не учитывать ни разработчикам двигателей, ни тем, кто их эксплуатирует.

Литература

1. Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение. 1977– 526 с.
2. Трение и износ в экспериментальных условиях: справочник / Ю.Н. Дроздов, В.Г. Павлов, В.Н. Пучков (Основы проектирования машин). Машиностроение, 1986. – 224 с.
3. Новиков В.Г., Федоров А.А., Бытеев Д.О. Справочник // Инженерный журнал. 2004. № 7. С. 24–31.
4. Корчемный Л.В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика: 2-е из.перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1981. – 191 с.

УДК 629.9.044

ВЛИЯНИЕ СМАЗКИ НА ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ОТВЕРСТИЯ ДЕТАЛИ, ОБРАБОТАННОГО ДЕФОРМИРУЮЩИМ ПРОТЯГИВАНИЕМ

Канд. техн. наук **Е.А. БУЙЛОВ**
МГМУ "МАМИ" (495. 223-05-23)

Приведены результаты исследований влияния типов смазки на физико-механические свойства поверхностного слоя отверстий после их обработки деформирующим протягиванием.
Ключевые слова: *влияние, смазка, поверхность, безызносный процесс.*

Bouilov E.A.

INFLUENCE OF LUBRICANT ON PHYSICO-MECHANICAL PROPERTIES OF THE COATING SURFACE OF HOLE OF PART UNDER DEFORMING BROACHING

The resultes of research influence of type of lubricant on physico-mechanical properties of the coating surface of hole after its deforming broaching.
Keywords: *influence, lubricant, surface, wear-free friction process.*

Как показали исследования многих авторов [1, 2], физико-механические свойства поверхностного слоя изделий оказывают существенное влияние на их эксплуатационные качества износокоррозионную стойкость, усталостную прочность и т.д., а эти свойства, в свою очередь, зависят от технологических параметров обработки (натяг, толщина стенки детали, применяемый материал, исходная шероховатость, смазка). Но информация о степени такой зависимости, к сожалению, либо слишком общая, либо фрагментарная. Поэтому автор решил изложить ее хотя бы по параметру влияния смазки на свойства поверхностного слоя деталей, обработанных методом деформирующего протягивания. Для чего провел специальное исследование, в ходе которого изучил влияние смазки на такие параметры поверхности, как ее твердость (H_μ, HV; степень $\delta_{пов} = (HV_{деф} - HV_{исх} / HV_{max})100\%$ поверхностного упрочнения, где $HV_{деф}$ – твердость после обработки, $HV_{исх}$ – исходная твердость материала; HV_{max} – максимальная его твердость; h – полная глубина упрочненного слоя; распределение микротвердости по глубине упрочненного слоя. При этом в качестве объектов исследования были взяты образцы из сталей 20, 45, 40Х, 12ХН3А со стенками различной толщины, величинами суммарного натяга и натяга на одноэлементный деформирующий инструмент как при одно-, так и при многоцикловой обработке с применением смазки двух типов – сульфофрезола и металлоплакирующей. В процессе обработки поверхностный слой детали подвергался неоднородной пластической деформации, которая уменьшалась по глубине заготовки. При этом, как и ожидалось, деформация сопровождалась определенными структурными изменениями в материале и изменяющимися его физико-механическими свойствами, что способствовало росту сопротивления деформированию, твердости и хрупкости материала, а также снижению его пластичности.

Процесс деформирующего протягивания, как известно, является высокопроизводительным процессом механической обработки, позволяющим получать заданные физико-механические свойства деталей в широком диапазоне, учитывающем практически все условия эксплуатации. Например, зная схему нагружения деталей в процессе эксплуатации, можно создать поверхностный слой, который обеспечивает максимальную износостойкость детали при использовании именно деформирующего протягивания. Но эффективность этого процесса во многом зависит от применяемой смазки, так как при обработке детали в зоне контакта возникают большие силы трения скольжения. Поэтому важен ее правильный выбор: им определяется, в какой мере смазка уменьшит силы трения, предотвратит адгезионное схватывание металла инструмента и заготовки, облегчит упругое и пластическое деформирование обрабатываемого металла. И автор экспериментально подтвердил этот вывод, сравнив сульфофрезол с металлоплакирующей смазкой.

Так, в процессе обработки металлоплакирующая смазка образует неразрывную самовосстанавливающуюся экранирующую пленку, частично воспринимающую на себя сдвиговые деформации, что облегчает условия упругой и пластической деформации металла в радиальном направлении. При этом микроструктура поверхностных слоев металла изменяется менее интенсивно, чем при обработке с сульфофрезолом, а в некоторых случаях проявляется лишь в дроблении зерен. Следовательно, образование текстуры в поверхностных слоях связано с деформациями сдвига (при обработке с металлоплакирующей смазкой они меньше), предопределяемыми характером трения, а дробление зерен – с деформацией растяжения (утонения) стенки заготовки, обуславливаемой величиной натяга деформирующего протягивания.

Структурные изменения поверхностных слоев металла, естественно, сказываются на его твердости, но по-разному. Например, исследования распределения микротвердости по глубине упрочненного поверхностного слоя металла в сечениях втулок из стали 45 (d_0 = 20,8 мм, t = 7,1 мм), обработанных с натягами a = 0,1; 0,2; 0,4; 0,8 мм, показывают, что при деформирующем протягивании упрочнение приповерхностного слоя (на глубине ~0,01...0,03 мм) в обоих случаях достигает максимальной величины, и по мере

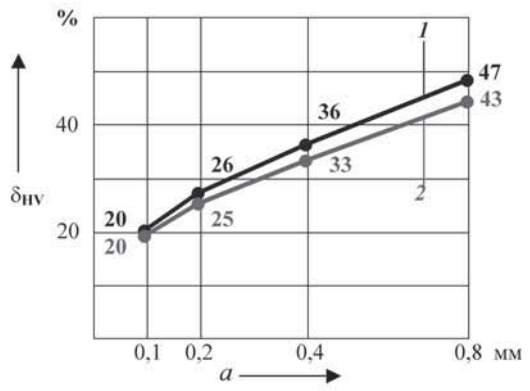


Рис. 1. Зависимость степени упрочнения поверхностного слоя втулок из стали 45 от натяга и типа смазки:

1 – обработка с сульфофрезолом; *2* – обработка с металлоплакирующей смазкой

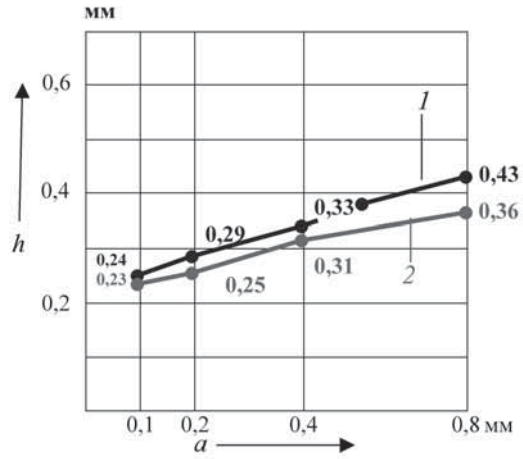


Рис. 2. Зависимость глубины упрочнения поверхностного слоя втулок из стали 45 от натяга и типа смазки:

1 – обработка с сульфофрезолом; *2* – обработка с металлоплакирующей смазкой

удаления от поверхности твердость металла постепенно уменьшается, приближаясь к постоянному значению. Это характерно для всех величин натягов с единственной разницей: что по мере увеличения натяга повышаются микротвердость поверхности, глубина упрочненного слоя и степень упрочнения. Но при обработке с металлоплакирующей смазкой степень упрочнения и глубина упрочненного слоя зависят от экранирующих свойств образующейся при обработке пленки, что в свою очередь зависит от множества факторов, в том числе и от основных технологических параметров.

Так, из рис. 1, 2 (кривая *2*) видно, что интенсивности степени упрочнения и глубины *h* упрочненного слоя при небольших натягах по своим абсолютным величинам близки к ее значениям при обработке с сульфофрезолом. Однако с увеличением натяга разница в степени упрочнения возрастает. Например, если при a = 0,1 мм эта разница почти незаметна, то при a = 0,2 мм уже составляет ~3...5 %, а при a = 0,8 мм – 8...10 %. Причина состоит в том, что в случае металлоплакирующей смазки с увеличением натяга повышаются все факторы, влияющие на интенсификацию процесса избирательного переноса и формирование более стабильной пленки с повышенными экранирующими способностями, которая воспринимает на себя бóльшие сдвиговые напряжения и деформации. При этом возрастание микротвердости слоя металла, расположенного у самой поверхности, указывает на то, что течение металла в осевом направлении осуществляется и под слоем смазки, однако из-за отсутствия его адгезионного взаимодействия с поверхностью инструмента величина сдвиговой деформации и глубина ее распространения незначительны.

Обобщенные результаты исследования показывают, что степень упрочнения металла в диапазоне a = 0,1...0,8 мм при обработке с сульфофрезолом практически прямо пропорциональна натягу деформирующего протягивания, а с металлоплакирующей смазкой – с увеличением натяга степень упрочнения изменяется менее интенсивно, о чем свидетельствует увеличение угла наклона кривой *2* к оси абсцисс. Это же можно сказать и о зависимости глубины упрочненного слоя металла от натяга.

На рис. 3 показаны зависимости степени δ_{HV} упрочнения от твердости материала, на рис. 4 – глубины упрочненного слоя и материала втулок (стали 20,

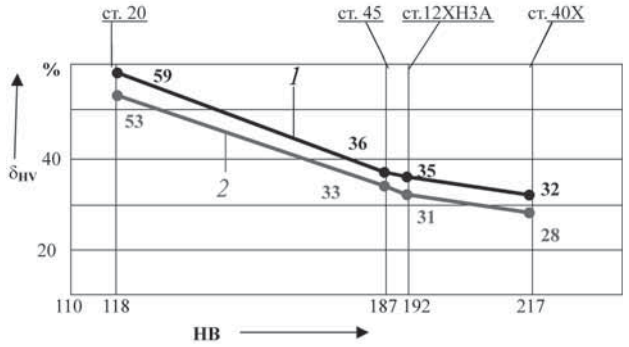


Рис. 3. Зависимость степени упрочнения поверхностного слоя отверстия втулки из стали 45 от твердости материала и типа смазки:

1 – обработка с сульфофрезолом; *2* – обработка с металлоплакирующей смазкой

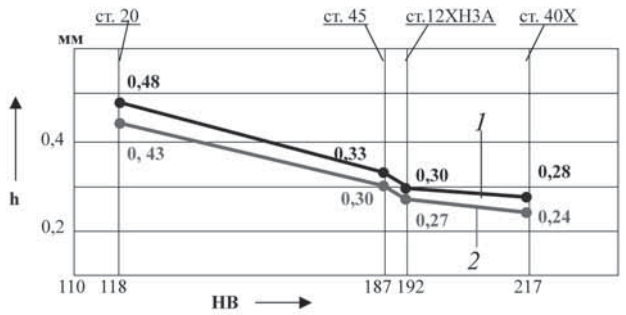


Рис. 4. Зависимость глубины упрочненного слоя отверстия втулки из стали 45 от твердости материала и типа смазки:

1 – обработка с сульфофрезолом; *2* – обработка с металлоплакирующей смазкой

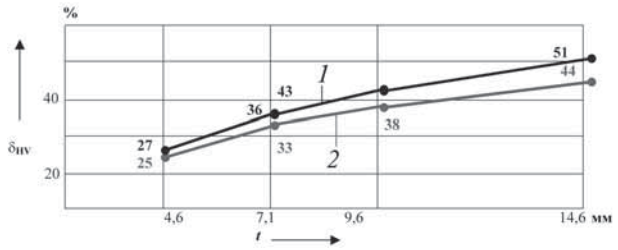


Рис. 5. Зависимость степени упрочнения поверхностного слоя отверстия втулки из стали 45 от толщины стенки и типа смазки:

1 – обработка с сульфофрезолом; *2* – обработка с металлоплакирующей смазкой

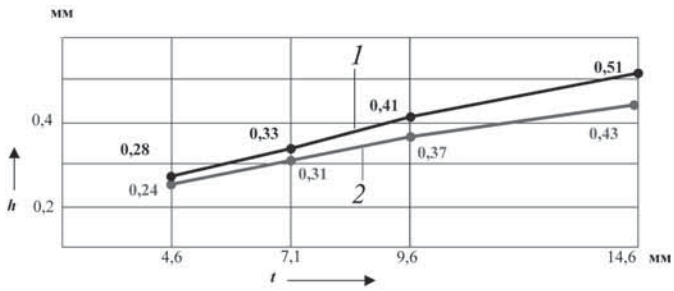


Рис. 6. Зависимость глубины упрочненного поверхностного слоя отверстия втулки из стали 45 от толщины стенки и типа смазки:

1 – обработка с сульфофрезолом; *2* – обработка с металлоплакирующей смазкой

45, 40Х и 12ХН3А) с d_0 = 20,8 мм и t = 7,1 мм, обработанных с натягом a = 0,4 мм в условиях двух смазок.

Их анализ говорит о том, что чем пластичнее материал (сталь 20), тем выше степень упрочнения. То есть для углеродистых сталей и степень упрочнения, и глубина упрочненного слоя тем выше, чем меньше в них углерода (например, у стали 20 значение h в среднем на 150...200 МПа, или 1500...2000 кгс/см^2, больше, чем у стали 45).

Кроме того, исследованиями установлено, что увеличение количества легирующих элементов снижает степень упрочнения и глубину упрочненного слоя – так же, как и увеличение содержания в них углерода.

Наконец, из рисунков видно, что при обработке с металлоплакирующей смазкой характер изменения графиков (кривая *2*) менее интенсивен, а наклон кривых к оси абсцисс больше, чем в случае фрезола.

Анализируя графики, можно сделать следующие выводы.

На степень упрочнения поверхностей наибольшее влияние оказывает твердость обрабатываемого материала. Причем с ее увеличением степень упрочнения уменьшается, что еще раз подтверждает: малоуглеродистые с небольшой твердостью стали упрочняются на значительно большую глубину, чем средне- и высокоуглеродистые. Это же относится и к низкоуглеродистым сталям. На рис. 5 показаны зависимости степени δ_{HV} упрочнения, а на рис. 6 – глубины h упрочнения поверхностного слоя втулок из стали 45 с d_0 = 20,8 мм при натяге a = 0,4 мм от толщины стенок (t = 4,6; 7,1; 9,6; 14,6 мм).

Их анализ, а также анализ микроструктур свидетельствуют, что чем толще стенка, тем выше степень вытянутости зерен и глубина упрочненного слоя. Так, если для t = 4,6 и 7,1 мм структурных изменений при a = 0,4 мм практически незаметно, а при t = 9,6 мм они едва проявляются, то при t = 14,6 мм проявляется микроструктура с небольшим характерным наклоном зерен и их измельчением.

И результаты измерений микротвердости поверхности подтверждают выводы микроструктурных исследований: толщина слоя с повышенной микротвердостью возрастает с увеличением толщины стенки. Поверхностная твердость при t = 14,6 мм с увеличением натяга продолжает возрастать, в то время как при t = 4,6 и 7,1 мм она после некоторого повышения остается примерно одинаковой.

Влияние толщины стенки на структурные изменения и упрочнение связано с изменением силовых характеристик процесса протягивания: при одном и том же натяге на деформирующий элемент сила протягивания с ростом толщины стенки увеличивается. Следовательно, повышаются и удельные нагрузки в зоне контакта инструмента и детали. Рост же контактного давления приводит к возрастанию пластической деформации и более интенсивному повышению степени упрочнения и глубины упрочненного слоя. Эти выводы характерны для деформирующего протягивания в обоих условиях смазки, только при металлоплакирующей смазке эти процессы идут менее интенсивно (кривая *2*).

На рис. 7 показаны зависимости степени δ_{HV} упрочнения, а на рис. 8 – глубины h упрочнения поверхностного слоя металла во втулках из сталей 45 с d_0 = 20,8 мм, t = 7,1 мм от суммарного натяга и числа циклов обработки. Из них видно, что при увеличении суммарного натяга степень упрочнения и глубина упрочненного слоя возрастают, возрастает и микротвердость сердцевины. Сравнивая характер

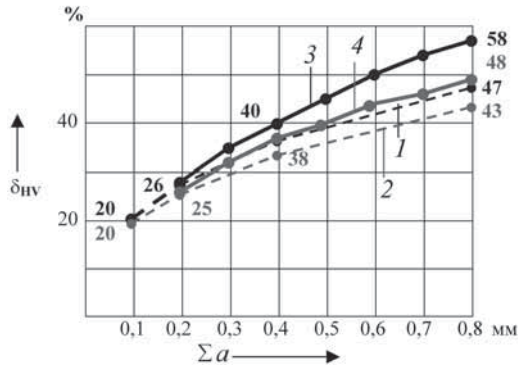


Рис. 7. Зависимость степени упрочнения поверхности втулки из стали 45 от суммарного натяга, числа циклов обработки и типа смазки:

1 – одноцикловая обработка с сульфофрезолом; *2* – одноцикловая обработка с металлоплакирующей жидкостью; *3* – многоцикловая обработка с сульфофрезолом; *4* – многоцикловая обработка с металлоплакирующей смазкой

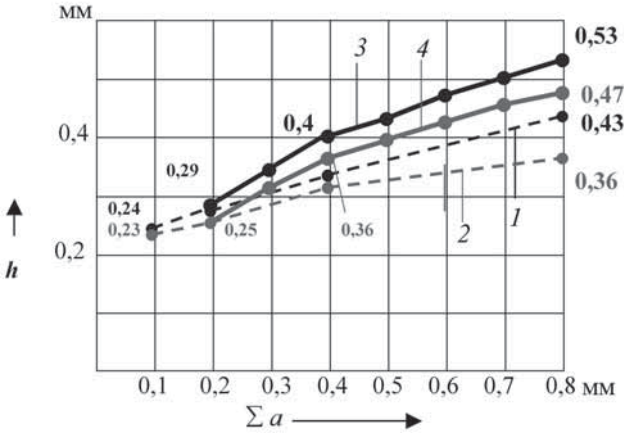


Рис. 8. Зависимость глубины упрочнения поверхностного слоя втулки из стали 45 от суммарного натяга, числа циклов обработки и типа смазки:

1 – одноцикловая обработка с сульфофрезолом; *2* – одноцикловая обработка с металлоплакирующей смазкой; *3* – многоцикловая обработка с сульфофрезолом; *4* – многоцикловая обработка с металлоплакирующей смазкой

распределения кривых при одноцикловой обработке (см. рис. 1, 2) и кривых при многоцикловой обработке (см. рис. 7, 8), можно сделать вывод: при a = 0,2 мм и $n_в$ = 1 никаких отличий нет; при Σ_a = 0,4 мм и $n_в$ = 2 степень упрочнения и глубина упрочненного слоя имеют почти одинаковые значения, а при возрастании суммарного натяга до Σ_a = = 0,8 мм и $n_в$ = 9 степень упрочнения и глубина упрочненного слоя возрастают при обработке в среде сульфофрезола на 20...25 %, а с металлоплакирующей смазкой – на 10...15 %. Причина различия между одно- и многоцикловой обработками в увеличении степени упрочнения и глубины упрочненного слоя – трение деформирующего элемента об обрабатываемую поверхность (во втором случае коэффициент трения ниже, поэтому ниже располагаются и кривые *2*).

Таким образом, чем большему числу циклов деформации и трения подвергается обрабатываемая поверхность, тем больше степень упрочнения и глубина ее упрочненного слоя. Но при этом следует также отметить, что подъем кривых *2* с возрастанием суммарного натяга и числа циклов обработки при деформирующем протягивании в случае металлоплакирующей смазки менее интенсивен, чем при обработке с сульфофрезолом.

Подводя итоги сказанному выше, можно сделать следующие выводы.

При деформирующем протягивании поверхностные слои металла претерпевают структурные изменения, в результате чего его поверхностный слой упрочняется, твердость, по сравнению с твердостью сердцевины, возрастает. Причем наиболее существенные влияния на структурные изменения и упрочнения оказывают натяг на деформирующий элемент, толщина стенки и исходная твердость обрабатываемого материала, а на степень упрочнения – твердость обрабатываемого материала: с ее увеличением степень упрочнения уменьшается. Что лишний раз подтверждает названный выше факт: малоуглеродистые стали с небольшой твердостью при одной и той же степени деформации упрочняются значительно больше, чем стали средне- и, особенно, высокоуглеродистые.

С увеличением натяга и толщины стенки степень упрочнения несколько возрастает, но применение металлоплакирующей смазки при всех вариантах обработки дает на 5...10 % меньшее значение степени упрочнения, чем в случае сульфофрезола.

На глубину упрочнения наибольшее влияние оказывает натяг пластического деформирования, причем эта зависимость параболическая: как видно из рисунков, глубина упрочнения до a = 0,4 мм растет незначительно, а затем начинается интенсивный ее подъем. Это объясняется тем, что объемные деформации появляются в стенке детали, начиная с натягов 0,2...0,4 мм, в зависимости от диаметра отверстия, толщины стенки детали и физико-механических свойств материала. Поэтому для натягов, меньше этих значений, глубина упрочнения будет определяться величиной поверхностных сдвиговых деформаций.

Металлоплакирующая смазка из-за имеющих место ее экранирующих свойств снижает, по сравнению с сульфофрезолом, поверхностные сдвиговые деформации, а значит, и глубину упрочненного слоя. Установлено, что металлоплакирующие смазки положительно влияют на все показатели.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru; avtoprom@aport.ru

УДК 621.822

ПРИЧИНЫ ПОТЕРИ ПРЕДНАТЯГА В ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛАХ РЕДУКТОРОВ ВЕДУЩИХ МОСТОВ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. техн. наук **И.А. БУЛАВИН**, **А.Ю. ГРУЗДЕВ**, **А.В. БУДЫКИН**
МГМУ "МАМИ" (495. 223-05-23)

Рассматриваются взаимосвязь параметров преднатяга, размерная цепь подшипникового узла редукторов с преднатягом, причины смятия деталей по торцам и потери преднатяга в различных конструктивных вариантах подшипниковых узлов редукторов ведущих мостов автомобилей.
Ключевые слова: *предварительный натяг, подшипники, редуктор, сборка, регулировка, момент трения, силовые факторы, долговечность.*

Bulavin I.A., Gruzdev A.Yu., Budykin A.V.

THE REASONS OF LOSS OF A PRELIMINARY TIGHTNESS IN BEARING KNOTS OF REDUCERS OF LEADING BRIDGES OF CARS

The relationships between preload, dimensional chain bearing unit gearboxes with preload, the reasons bearing parts on the sides due to excessive contact pressure and loss of preload in different design variants bearing assemblies gear axle vehicles are examined.
Keywords: *preliminary tightness, bearings, reducer, assembly, adjustment, friction moment, power factors, durability.*

Подшипники качения в различных агрегатах АТС устанавливаются с зазором, без зазора или с предварительным натягом – в зависимости от конструктивных особенностей узла, условий его эксплуатации и требований к монтажу подшипников конкретного типа. Если подшипник устанавливается с зазором, то его величина определяется типом и размером самого подшипника, режимом работы и пределами колебаний рабочей температуры узла, точностью обработки сопрягаемых с подшипником деталей и изготовления самих подшипников. Если же наличие зазоров или значительных упругих смещений колец под действием внешних нагрузок в подшипниковом узле по условиям эксплуатации недопустимо, то они устанавливаются с предварительным натягом. Потому что именно преднатяг (создание предварительного нагружения равномерно распределенными между телами качения силами), создаваемый в процессе сборки узла, является основным средством повышения жесткости подшипниковых узлов.

В зависимости от направления действия сил на тела качения подшипника различают преднатяг двух видов – радиальный и осевой.

Первый применяется для радиальных шариковых и роликовых подшипников с целью устранения радиального зазора в них, перераспределения нагрузки на большее число шариков или роликов и снижения максимальной нагрузки, приходящейся на одно тело качения. Создается такой преднатяг либо с помощью конической втулки, разжимающей внутреннее кольцо подшипника, либо с помощью посадки колец подшипника в корпус и на вал с большим натягом. Второй вид применяется для сдвоенных радиально-упорных шариковых и роликовых конических подшипников и создается с помощью осевого их нагружения. При этом внутреннее кольцо одного из подшипников устанавливается на вал с зазором, что позволяет нагрузить осевой силой оба подшипника от одного силового источника – резьбового соединения.

Радиальный преднатяг на практике применяется довольно редко. Осевой же вследствие простоты его создания, регулирования и возможности восстановления в процессе эксплуатации, наоборот, нашел самое широкое распространение в подшипниковых узлах различных машин и механизмов. В том числе и на автомобильной технике. Поэтому есть все основания рассмотреть его более подробно.

Начнем с того, что основными параметрами, характеризующими осевой преднатяг подшипника, считаются четыре: осевая сила F_o, осевое упругое смещение δ_o колец в подшипниках, момент $M_{тр}$ трения и угол β наклона поверхности качения наружного кольца подшипника (рис. 1). Все они довольно четко связаны между собой. Это хорошо видно из результатов исследований, выполненных на кафедре "Технология машиностроения" МГМУ "МАМИ" для широкого спектра дуплексов конических роликоподшипников (рис. 2). (Исследования проводились для подшипников с углами β наклона поверхности качения наружного кольца, равными 12...14° и 20...30°.) Кроме того, момент $M_{тр}$ трения, как и в технических условиях на регулирование преднатяга подшипников в редукторах, задавался в диапазоне 2...4 Н·м, или 0,2...0,4 кгс.

Например, из рис. 2 видно, что зависимость $M_{тр}$ от осевой силы F_o преднатяга, сжимающей дуплекс подшипников, – линейная для каждого из диапазонов угла β конуса подшипника. Что касается второго параметра преднатяга, суммарного осевого сжатия (δ_o^{Σ}) дуплекса подшипников, то его характеристика нелинейна, но тоже зависит от угла β конуса подшипника.

Так, линейная величина преднатяга, т.е. осевого сжатия дуплекса, находится в диапазоне 0,055...0,075 мм, при этом осевая сила F_o преднатяга для среднего момента ($M_{тр}$) трения, равного 3 Н·м (0,3 кгс·м), составляет 3...5 кН (300...500 кгс). Однако на практике приведенные цифры иногда оказываются другими. И причина тому одна – погрешности сборки колец подшипников, искажающие величины преднатяга.

Чтобы выявить природу таких погрешностей, в МГМУ "МАМИ" провели специальное исследование, которое по мере его хода превратилось в НИР по анализу причин нарушения работоспособности и разрушения редукторов ведущих мостов АТС.

Оказалось, что абсолютное число этих нарушений связано с изменениями преднатяга подшипников, сильно зависит от состояния поверхностей качения наружных и внутренних колец, сепараторов, тел качения, зубьев ведущей и ведомой шестерен, элементов дифференциала (сателлитов, пальцев сателлитов, антифрикционных прокладок, шестерен полуосей, крестовины), резьбовых регулировочных колец, гнезд под подшипники ведущей шестерни в картере редуктора и гнезд под подшипники дифференциала, манжетного уплотнения, маслоотражательного кольца, карданного фланца и резьбового соединения хвостовика ведущей шестерни редуктора.

И такое многообразие вполне понятно: редуктор ведущего моста работает в сложных условиях – воспринимает удары, вибрации, пиковые крутящие моменты, абразивное воздействие, температурный фактор, а его дифференциал усиленно работает при пробуксовывании одного из колес. Это приводит к тому, что в отдельных звеньях размерной цепи подшипниковых узлов ведущей и ведомой шестерен возникают пластические деформации, на хвостовике ведущей шестерни ослабляется резьбовое соединение, нарушает-

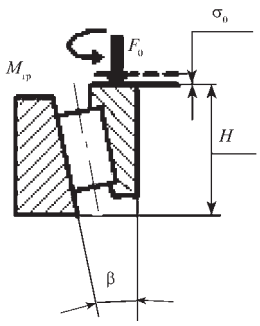


Рис. 1. Параметры, характеризующие преднатяг подшипника

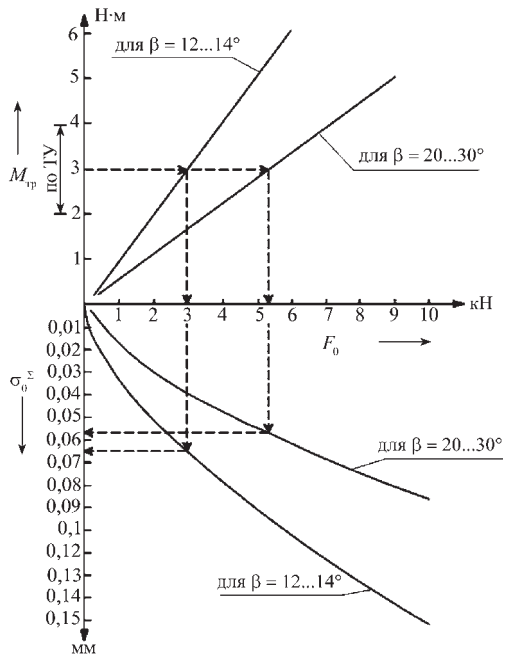


Рис. 2. Взаимосвязь параметров, характеризующих преднатяг подшипника

ся силовое замыкание всех входящих в размерную цепь элементов и наблюдается износ посадочных мест подшипников по торцам из-за проворота последних.

Возьмем подшипниковый узел ведущей шестерни редуктора. Преднатяг в нем обеспечивается с помощью резьбового соединения на хвостовике вала-шестерни. При этом сила, создаваемая гайкой, распределяется на два контура – силу F_o преднатяга и силу $P_{в.к}$ во внутреннем контуре. Соотношение этих сил ~1:10. И так как F_o обычно составляет 3...5 кН (300...500 кг·с), то $P_{в.к}$ – 30...50 кН (3000...5000 кг·с). Эти силы удерживают внутреннее кольцо малого подшипника от проворота.

Комплексная взаимосвязанная размерная цепь в подшипниковом узле редуктора с преднатягом представляет собой замкнутый контур. Поэтому очевидно,

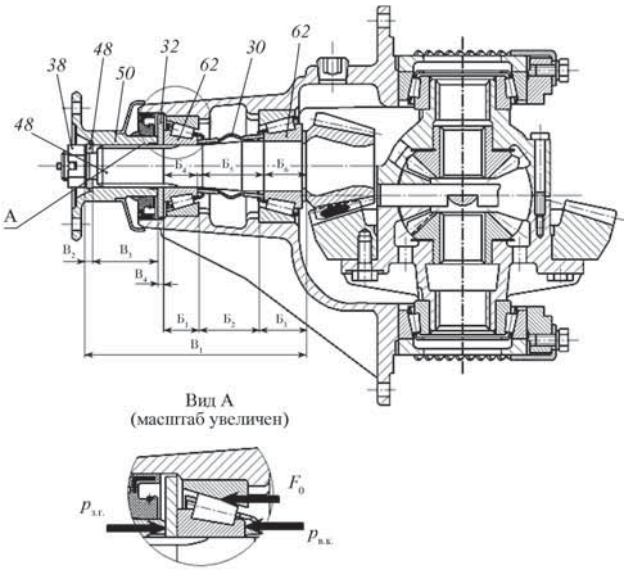


Рис. 3. Размерная цепь на преднатяг подшипникового узла ведущей шестерни редуктора заднего моста легкового автомобиля

что любое изменение какого-либо его звена в процессе эксплуатации ведет к потере преднатяга. Например, в ходе исследований авторы проанализировали твердость каждого звена размерной цепи редуктора (рис. 3) и установили: у колец подшипников (звенья $Б_4$ и $Б_6$) она составила 60...62 $HRC_э$, а у массоотражательного кольца (звено $В_4$) – 30...32 HRA. То есть самым слабым звеном по показателю "твердость" является именно маслоотражательное кольцо. Оно в процессе эксплуатации при воздействии ударных осевых нагрузок (резкое трогание, торможение) деформируется первым, что приводит к ослаблению силового замыкания, т.е. к потере преднатяга. В итоге торцы внутреннего кольца малого подшипника начинают проворачиваться и изнашиваться, а преднатяг – снижаться вплоть до появления осевого люфта. При этом нарушаются параметры зацепления конической передачи (пятно контакта, боковой зазор), и редуктор разрушается.

В этом процессе важную роль играет еще одно из звеньев размерной цепи – деформируемая распорная втулка. Если при регулировании преднатяга ее деформация перешла за предел в прочности, то она перестает выполнять рессорную функцию, ускоряя тем самым процесс потери преднатяга. Примеров, подтверждающих сказанное, можно привести много. Вот лишь некоторые из них.

В лабораторию кафедры "Технология машиностроения" МГМУ "МАМИ" обратился один из сервисных центров с просьбой установить причину разрушения подшипников ведущей и ведомой шестерен, частичного повреждения конического дифференциала и редуктора заднего моста автомобиля "ГАЗель". И ее установили: на шейках под подшипники на ведущей шестерне возникла отчетливо видимая фреттинг-коррозия, которая, как известно, ослабляет прочность посадок колец подшипников в корпусе и на валу и вызывает проворот колец.

Кроме того, на упорном бортике вала ведущей шестерни (там, где с бортиком контактирует регулировочное кольцо) обнаружилось смятие размером 0,15...0,3 мм. Площадка этого контакта (ее размеры шириной от 1,18 до 1,5 мм) и является самым слабым местом на данном участке размерной цепи.

А так как в процессе работы редуктора вдоль оси вала-шестерни постоянно действует знакопеременная циклическая нагрузка (первая передача, задний ход, торможение двигателем, неровности дороги, повороты, движение в накат или на подъеме), то она и сминает этот стык на 0,4...0,5 мм. Результат – потеря преднатяга (0,05...0,07 мм) и образование в подшипниках люфта до 0,3...0,5 мм, которые и привели к тем разрушениям в редукторе, о которых сказано выше.

Второй пример – часто выявляемое на поверхностях качения колец подшипников и роликов усталостное выкрашивание (питтинг). Оно возникает из-за нарушения контакта тел и поверхностей качения при монтаже колец подшипников, их перекоса при посадке в корпус или на вал, в том числе с завышенными радиальными натягами. Особенно при запрессовке наружных колец в корпус с неравномерной по жесткости охватывающей поверхностью (ребрами жесткости, литейными приливами, масляными каналами).

Однако исследования все-таки доказывают, что главная беда редукторов ведущих мостов всех АТС (легковых и грузовых автомобилей, автобусов) – частичная или полная потеря преднатяга конических подшипников ведущей и ведомой их шестерен.

Например, если обратиться к дистанционному кольцу в узле ведущей шестерни редуктора заднего моста автомобилей КамАЗ, то его износ на торце из-за проворота внутреннего кольца подшипника может достигать 0,71 мм, а у автомобилей ВАЗ – 0,2...0,4 мм. На кафедре

за последние годы даже образовался своего рода музей, экспонаты которого иллюстрируют практически все известные отказы редукторов ведущих мостов АТС, связанные с потерей преднатяга. Например, здесь есть: маслоотражательное кольцо ведущей шестерни редуктора автомобилей ВАЗ, смятого в торцевом контакте с карданным фланцем редуктора на 0,4...0,8 мм; распорные деформируемые втулки, деформация которых в процессе эксплуатации достигает 0,2...0,4 мм, вследствие чего ослабляется гайка хвостовика; ведущая шестерня редуктора заднего моста автомобиля "ГАЗель", на упорном торце головки которой износ вследствие проворота кольца подшипника составляет 0,3...0,4 мм, а на упорном торце вала – 0,15...0,3 мм; ведущая шестерня автомобиля КамАЗ со следами смятия торца в контакте с упорным бортом на ведущем валу на 0,3...0,5 мм, что в 10 раз превышает величину преднатяга в подшипниках; ведущая коническая шестерня автомобиля КамАЗ, торец которой находится в контакте с упорным бортом на валу, контактная площадь которого недостаточна для восприятия циклических знакопеременных осевых сил, возникающих в процессе работы редуктора, и т.д.

Перечисленные выше соображения и факты позволяют сделать следующие выводы.

Предварительный натяг подшипников обеспечивает более точное положение валов как в осевом, так и радиальном направлениях, что очень важно для точных узлов станков, инструментов, приборов, а также для гипоидных, спирально-конических зацеплений в редукторах ведущих мостов автомобилей, повышение жесткости подшипниковых узлов, тем самым снижая осевые и радиальные перемещения валов под эксплуатационными нагрузками, уменьшение шумности и увеличение сопротивляемости подшипников ударным нагрузкам, в результате чего более равномерно распределяются нагрузки между рабочими элементами подшипника. Оптимальная величина его силы создает условия для повышения усталостной износостойкости подшипника, т.е. его надежности. Потому что увеличенный преднатяг вызывает большие потери на трение в подшипниках, приводит к их чрезмерному нагреву, преждевременному износу, а в некоторых случаях к заклиниванию подшипников; заниженный же преднатяг способствует перераспределению нагрузки на меньшее число тел качения, появлению осевого и радиального зазоров в одном из подшипников дуплекса под действием эксплуатационных нагрузок на другой подшипник, уменьшает осевую жесткость подшипниковых опор и, как следствие, ухудшает параметры зацепления зубчатых передач, увеличивает износ зубьев и шум при работе агрегатов.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Курилов К.Ю. – Хеджирование финансовых рисков предприятий автомобилестроения. Практические аспекты 1
Козловский В.Н., Строганов В.И. – Комплексы количественных показателей, применяемые при организации мониторинга качества легковых автомобилей в эксплуатации 4
АСМ-факты 8

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Сайкин А.М., Ендачев Д.В., Холодилин И.В. – "Беспилотный" автомобиль НАМИ 8
Кисуленко Б.В., Аникеев С.А. – Требования к автомобилям, использующим в качестве топлива сжиженный природный газ . 10
Патрахальцев Н.Н., Мельник И.С., Вишнякова Ю.С.– Повышение экономичности режимов малых нагрузок дизеля регулированием его рабочего объема 12
Келлер А.В., Мурог И.А., Шафиков Д.В., Усиков В.Ю., Ушнурцев С.В. – Комплексная оценка эффективности методов распределения мощности в механических трансмиссиях 14
Осипов А.Г. – Моделирование торможения автомобиля на дороге по результатам стендовых испытаний тормозных систем 18
Божкова Л.В., Норицина Г.И., Николаева М.С. – Влияние поперечных вынужденных колебаний кузова на потерю устойчивости автомобиля 21

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Швеёв А.И., Швеёв И.А. – Моделирование степени износа толкателя клапана ГРМ КамАЗ при эксплуатации 26

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Буйлов Е.А. – Влияние смазки на физико-механические свойства поверхностного слоя отверстия детали, обработанного деформирующим протягиванием 33
Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. – Причины потери преднатяга в подшипниковых узлах редукторов ведущих мостов автомобилей 37

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном 40

Главный редактор Н.А. ПУГИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин, С.В. Бахмутов, О.И. Гируцкий, В.И. Гладков, М.А. Григорьев, А.С. Ковриин, Р.В. Козырев, С.М. Круглов, Ю.А. Купеев, Г.И. Мамити, В.А. Марков, А.В. Николаенко, Э.Н. Никульников, В.И. Пашков, В.А. Сеин, Н.Т. Сорокин, А.И. Титков, В.Н. Филимонов

Белорусский региональный редакционный совет:

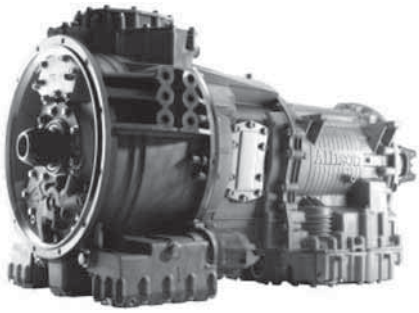
М.С. Высоцкий (председатель), В.Б. Альгин (зам. председателя), А.Н. Егоров, Ан.М. Захарик, Г.М. Кухаренок, П.Л. Мариев, Ю.И. Николаев, И.С. Сазонов, С.В. Харитончик

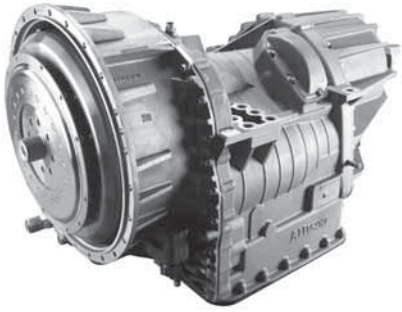
Технический редактор *Андреева Т.И.*
Корректоры: *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 31.01.2013. Подписано в печать 21.03.2013.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Белый ветер".
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

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

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.
За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка – обязательна.





Компания "Аллисон Трансмишн" представила систему электронного управления 5-го поколения, включающую блок управления коробкой передач и его программное обеспечение, а также новый встроенный инклинометр повышенной точности и быстродействия, благодаря которому выбор алгоритма переключения в соответствии с нагрузкой и само переключение между экономичным и производительным режимами происходит быстрее, что способствует дополнительному снижению расхода топлива.

Новая система разработана специально для использования с современными электрическими и электронными системами автомобиля, легко интегрируется в шасси в условиях промышленной сборки. Система будет использоваться во всех коробках передач "Аллисон", включая недавно представленные модели – Н 3000 и ТС10.

Н 3000 – автоматический гибридный привод с параллельной схемой работы для средне- и крупнотоннажных грузовых автомобилей, состоящий из автоматической коробки передач серии 3000, мотор-генератора и литий-ионных аккумуляторных батарей. При использовании в грузовых автомобилях новая система способна обеспечить снижение расхода топлива до 25 % в зависимости от рабочего цикла автомобиля.

ТС10 – полностью автоматическая коробка передач для дорожных тягачей. Коробка обеспечивает повышение КПД силового агрегата на высоких скоростях движения, подходит для эксплуатации и в городе, и на пригородных перевозках. Гидротрансформатор в ней задействован только при старте. Благодаря этому снижается потребность в охлаждении и обеспечивается защита силового агрегата. В состав коробки передач входят два промежуточных вала и двухступенчатый планетарный выходной редуктор. Алгоритм переключения между муфтами обеспечивает непрерывную передачу мощности к ведущим колесам. Это устраняет проблемы, связанные с турбоямой двигателя, которые неизбежны при использовании механических или автоматизированных коробок передач. В конструкции автомобиля можно применять "скоростные" мосты, которые позволяют использовать современные низкооборотные двигатели с максимальной эффективностью.

Уважаемые коллеги!

Не читатели, не авторы или подписчики, а именно коллеги. Каждый из Вас для нас един во всех лицах. Каждый автор – непременно читатель, а читатель рано или поздно становится автором; каждый специалист, требующий журнал в технической библиотеке своего предприятия или вуза, – отчасти уже наш подписчик, а каждый подписчик может по праву считать себя спонсором, тем более что "АП" издается исключительно на средства от подписки, благодаря чему остается действительно независимым изданием, хотя это и нелегко. Мы дорожим каждым из Вас, Вашим вниманием к журналу и участием в его создании. Нам ценно и мнение каждого из Вас о том, *каким должен быть журнал* в данный момент времени. И мы будем рады общению с Вами во благо нашего общего дела.

Отечественное автомобилестроение стремительно меняется. Не всегда эти перемены выглядят позитивными. Многие предприятия мы уже безвозвратно потеряли, на других предельно сокращены объемы НИОКР, некоторые превратились в сугубо сборочные производства, почти такие же, как вновь созданные заводы зарубежных фирм и совместных предприятий. Не лучшие времена в связи с этим переживает отраслевая и вузовская наука. Потери, разумеется, не могут радовать, хотя они во многом объективно закономерны. Тем не менее верится, что это не навсегда, что, пройдя тяжелый эволюционный путь и обновившись, отрасль не просто сохранится, но получит достойное развитие. А отечественные инженеры, конструкторы и технологи будут не менее значимы в ней, чем маркетологи и менеджеры. Но для этого всем нам предстоит много работы.

Поэтому журнал "Автомобильная промышленность", так же непрерывно меняясь, сохраняет свое кредо – остается ведущим средством обмена информацией между специалистами отрасли, причем не только российской, но и автомобилестроения всего бывшего Союза, которое мы продолжаем называть отечественным.

Мы рады сотрудничеству со специалистами любых структур и фирм, связанных с автомобилестроением, а также техническим сервисом автомототранспортных средств. Журнал всегда поддерживал и намерен впредь поддерживать вузовскую науку, тем более теперь, когда она в этом очень нуждается. Особо приглашаем к сотрудничеству руководителей и специалистов совместных предприятий и российских сборочных заводов зарубежных компаний–производителей автомобильной техники, компонентов, инжиниринговых фирм а также разработчиков и поставщиков технологий и оборудования.

Какая информация и в каком виде нужна в журнале Вам? Какие проблемы актуальны и требуют сотрудничества с коллегами, в том числе из смежных отраслей? Что о своем опыте, своих разработках и новой продукции Вы сами хотели бы сообщить? Чем еще мог бы быть полезен Вам журнал и чем Вы готовы быть полезны "АП"?

Звоните, пишите на наши электронные адреса, просто приходите.

Р.В. Козырев,
зам. главного редактора