Этот день навсегда останется в моей памяти как первый мирный день...

Глубокой ночью я с группой автоматчиков на новой машине «Форд-6», полученной по ленд-лизу, выехали из Берлина через Польшу к пограничному городу Перемышль. Я вместе с солдатами спал в кузове, когда перед рассветом меня разбудил водитель и попросил подменить его — боялся заснуть за рулем. Отправив водителя отдыхать в кузов, я повел машину дальше, но меня не отпускало какое-то чувство беспокойства. Уже взошло солнце, был прекрасный весенний день, шоссе было безлюдным, на обочинах стояли щиты со знакомыми призывами: «Водитель! За остановку на переправе — расстрел!» или «Вложи все силы, все уменье, всю мощь ума, весь жар сердца в стремительное наступление и сокрушительный удар!»... В общем, все было знакомо до мелочей, но беспокойство не покидало меня. Остановил машину. Из кузова стали выпрыгивать проснувшиеся солдаты. Ко мне обратился командир автоматчиков, сержант: «Товарищ старший лейтенант, вы слышите, какая тишина!» И я вдруг понял причину своего беспокойства — тишина!. Я не знал, что тишину тоже нужно уметь слушать, но мне это было простительно — только недавно мне исполнилось 23 года!

Б.Ф. Лаптев

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 5 • май • 2010

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.62

Модель управления конкурентоспособностью предприятия

Д-р техн. наук Х.А. ФАСХИЕВ

Уфимский филиал ВЗФЭИ (347. 251-08-23)

Разработана трехступенчатая модель управления конкурентоспособностью предприятия. Сравниваемые объекты последовательно оцениваются по таким критериям, как конкурентоспособность продукции, конкурентный потенциал и конкурентоспособность предприятия. На основе сравнительной оценки принимаются управленческие решения, направленные на обеспечение конкурентоспособности предприятия. Приведен пример применения предлагаемой модели.

Ключевые слова: *качество, цена, конкурентоспособность товара, конкурентный потенциал, показатели качества, конкурентоспособность предприятия.*

Faskhiev Kh.A.

MODEL OF MANAGEMENT OF COMPETITIVENESS OF THE ENTERPRISE

The three-stage model of management is developed by competitiveness of the enterprise. Compared objects are consistently estimated by such criteria, as competitiveness of production, competitive potential and competitiveness of the enterprise. On the basis of a comparative estimation the administrative decisions directed on maintenance of competitiveness of the enterprise are made. The example of application of offered model is resulted.

Keywords: *quality, the price, competitiveness of the goods, competitive potential, competitiveness of the enterprise.*

Управление конкурентоспособностью предприятия — центральная (как в тактическом, так и в стратегическом планах) задача его менеджмента. Однако в настоящее время общепринятых подходов к этой проблеме пока нет. Управление конкурентоспособностью предприятия часто отождествляется с управлением конкурентоспособностью товара. Что не совсем верно: успешный на сегодня товар — результат вчерашних усилий, а деятельность по повышению конкурентоспособности, прежде всего, должна быть ориентирована на будущее. В связи с чем остро назрела необходимость разработки модели управления конкурентоспособностью именно предприятия. И начинать ее, очевидно, нужно с основных принципов, на основе которых и строится модель. Таких принципов, если исходить из теории менеджмента, маркетинга, опыта управления конкурентоспособностью, квалиметрии, накопленных научно-практических знаний в этой области, как минимум девять. Это: научная обоснованность (модель должна базироваться на научно обоснованных положениях и передовом опыте, не противоречить общим экономическим законам, устанавливать объективные связи ее содержательных элементов с другими категориями предметной области); моделируемость, т. е. управление должно осуществляться циклически, по мере

Рис. 1. Факторы, от которых зависит конкурентоспособность предприятия

выявления «узких мест», резервов, тенденций и закономерностей в изменении конкурентной позиции предприятия на рынке, и путем сравнения его показателей с аналогичными показателями конкурентов, разработки мероприятий, направленных на достижение показателей предприятия уровня конкурентов; непрерывность (постоянный мониторинг позволяет менеджменту своевременно выявлять угрозы, тенденции в развитии рынков, товаров, технологий производства и управления, своевременно корректировать процесс управления предприятием); ориентированность на потребителя (в рыночной экономике одним из средств обеспечения успешной деятельности предприятия является практически только удовлетворение запросов потребителей); комплексность (управленческие решения должны вырабатываться с учетом всех аспектов внутренней деятельности предприятия и ситуации, складывающейся во внешней среде, а модель управления — предусматривать учет факторов внешней и внутренней среды); постоянное совершенствование (модель должна развиваться, как это следует из рис. 1, в зависимости от изменений условий внешней и внутренней сред); полнота и достоверность информации — необходимый атрибут для успешной реализации любой модели (без них соблюдение принципа научности модели управления конкурентоспособностью становится невозможным); единообразие (сравниваемые объекты должны оцениваться по одним и тем же показателям и по одной и той же методике, что обеспечивает сопоставимость результатов индивидуальной оценки конкурирующих предприятий); правдивость («приукрашивание» показателей оцениваемого объекта, занижение показателей конкурентов искажает конкурентную позицию предприятия и, как следствие, ведет к принятию ошибочных управленческих решений); релевантность (модель должна как можно точнее соответствовать решаемой проблеме, т. е. способствовать решению управленческих задач в области конкурентоспособности предприятия); диалектичность (модель должна рассматривать изучаемые явления и факторы в развитии); соблюдение законов квалиметрии (ключевой элемент в модели управления предприятия — количественная оценка уровня конкурентоспособности на основе теоретических положений квалиметрии, а результат оценки должен быть получен с соблюдением следующих требований квалиметрии: пригодность, достаточность, уникальность, надежность, квантифицируемость, интегральность, индивидуальность, гибкость, нетрудоемкость, оперативность, улучшаемость, количественность, одинаковость, глобальность, единственность, сравнимость, воспроизводимость, чувствительность, монотонность, точность, динамичность, управляемость, масштабность, экономическая эффективность).

Система управления конкурентоспособностью, как и любая другая, состоит (рис. 2) из трех подсистем — управляющей, обеспечивающей и управляемой. При этом, как видно из рисунка, управляющая подсистема включает цели, функции, методы и структуры управления конкурентоспособностью предприятия; обеспечивающая — информационную, ресурсную, методологическую, правовую и экологическую компоненты и необходима для функционирования внутренней микросреды, влияет на формирование конкурентоспособности предприятия на «выходе»; управляемая — оказывает наибольшее влияние на обеспечение конкурентоспособности предприятия и представляет собой совокупность объектов воздействия управляющей подсистемы, главный из которых — конкурентные преимущества, которые становятся ключевыми факторами, компетенциями, обеспечивающими предприятию более выгодное, по сравнению с конкурентами, положение, а также достижение стратегических и тактических целей при рациональном расходе всех видов ресурсов.

Кроме того, из теории систем известно, что эффективность управления любой системой существенно зависит от правильности выбора контрольного параметра подсистемы обратной связи, достоверности его измерения, интерпретации и разработки эффективных корректирующих воздействий. И в рассматриваемом случае такую связь обеспечить несложно, если в качестве ее взять отклонения в системе и их локализацию.

Рис. 2. Система управления конкурентоспособностью предприятия

Рис. 3. Элементы, формирующие конкурентоспособность предприятия

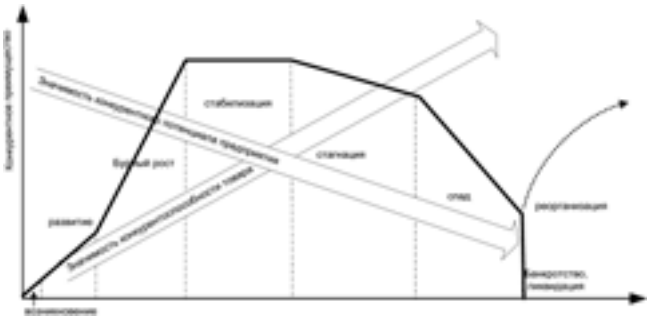


Рис. 4. Зависимость коэффициента предпочтений от стадии жизненного цикла предприятия

Все, о чем сказано выше, — общетеоретические соображения. Предприятиям же приходится работать в реальных условиях, где любая ошибка, порой даже незначительная, может очень дорого им обойтись. Поэтому математическая модель должна позволять своевременно выявить эти отклонения и вмешиваться в процесс управления конкурентоспособностью.

Как сказано выше, «конкурентоспособность предприятия» — интегральный количественный показатель конкурентоспособности товара (услуги) и конкурентного потенциала (рис. 3). Его значение дает формула $K = \lambda K_т + (1 - \lambda)K_п$, в которой $K_т$ — интегральный показатель конкурентоспособности товара; $K_п$ — интегральный показатель конкурентного потенциала предприятия; λ — коэффициент предпочтения значимости фактора.

Данный показатель, поскольку он представлен в относительных величинах, может, очевидно, изменяться в пределах от нуля до единицы. И чем его значение ближе к единице, тем выше конкурентоспособность предприятия.

Далее. Конкурентоспособность $K_т$ товара и конкурентный потенциал ($K_п$) предприятия — показатели комплексные, зависящие от факторов второго уровня: цены и качества товара, результатов финансово-хозяйственной и производственной деятельности предприятия, реализуемых на нем систем качества, маркетинга, показателей развития, персонала, уровня управления. Причем каждый показатель второго уровня имеет свою ценность при преобразовании в показатель первого уровня. В свою очередь, показатели первого уровня по-разному значимы для показателя нулевого уровня. Следовательно, все они должны быть определены с учетом их весомости.

Результаты такого определения приведены в табл. 1. При ее составлении учитывалось, что конкурентный потенциал для производителей сложных товаров очень важен, так как предприятие, которое не в состоянии создавать конкурентоспособные в будущем товары, может оказаться банкротом. Даже если в настоящий момент у него на рынке может быть конкурентоспособный товар. Значения коэффициента предпочтений λ целесообразно принимать следующими: для дорогого, сложного, высокотехнологичного, наукоемкого товара, где требуются большие материальные и временные затраты на разработку и освоение в производстве, а производителей аналогов мало, — 0,3—0,6; для товаров средней сложности — 0,6—0,7; для простых, дешевых товаров, наукоемкость и технологическая емкость которых низкие, а трудоемкость разработки небольшая (разрабатываются и осваиваются в течение нескольких месяцев) — 0,7—1,0.

Это, так сказать, в среднем. Но следует помнить, что достоверность оценки конкурентоспособности предприятия в значительной мере зависит от точности определения значения коэффициента λ, а объективной методики расчета коэффициентов весомости показателей различных объектов нет.

Выход из этого тупикового положения, по мнению автора, все-таки есть. Он — в использовании метода анализа иерархий [1], который учитывает многокритериальность и неопределенность задачи, позволяет выбирать решения из множества альтернатив различного типа на основании критериев, выражающихся как количественными, так и качественными характеристиками.

А если коротко — использует коэффициенты «весомости» различных параметров, факторов и т. д. При таком подходе интегральный коэффициент $K_к$ качества товара будет определяться соотношением $K_к = \sum_{i=1}^{n} P_i x_i$, в котором P_i — комплексный показатель качества i-й

Таблица 1

Стадия жизненного цикла предприятия	Коэффициенты значимости	
	конкурентоспособности товара	конкурентного потенциала
Создание	0,10	0,90
Развитие	0,20	0,80
Бурный рост	0,40	0,60
Стабилизация	0,50	0,50
Стагнация	0,60	0,40
Спад	0,75	0,25
Реорганизация	В зависимости от характера реорганизации λ принимается в соответствии со стадиями возникновения или развития	

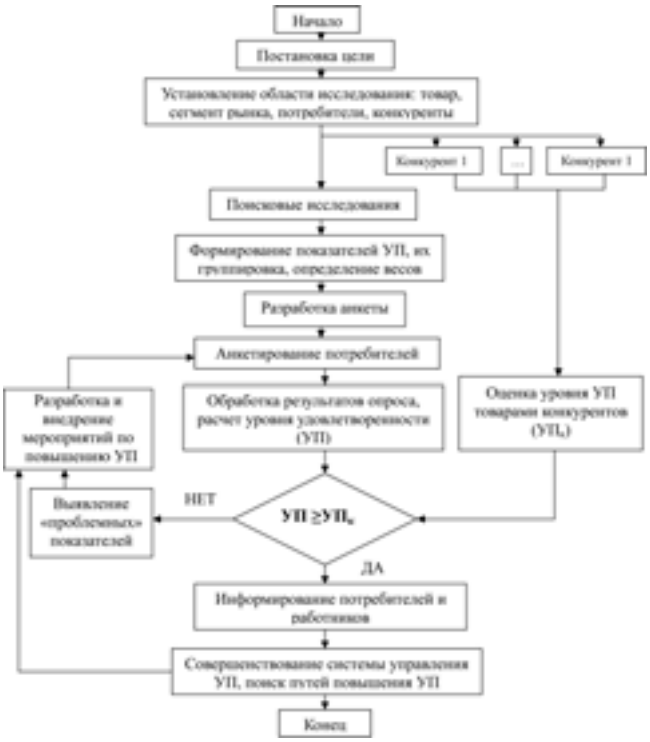


Рис. 5. Модель управления конкурентоспособностью предприятия

группы, показателей качества; X_i — коэффициент «весомости» этой группы.

Конкурентоспособность предприятия зависит и от того, на каком этапе жизненного цикла находятся само предприятие и его товары (знаменитая «*S*-кривая»). По мере развития предприятия значимость конкурентоспособности его товара возрастает (рис. 4), а конкурентного потенциала — снижается. У состоявшегося предприятия, как правило, уже создан хороший конкурентный потенциал $K_п$, и его надо оценивать по тому, как он реализуется, т. е. по конкурентоспособности $K_п$ его товаров. У недавно созданных предприятий с точки зрения перспектив при оценке нужно больше внимание уделять показателям конкурентного потенциала. В стадии банкротства и ликвидации предприятия проводить оценку его конкурентоспособности нецелесообразно.

Используя метод анализа иерархий, в работе [2] были определены коэффициенты λ значимости показателей конкурентоспособности товара и конкурентного потенциала (1−λ) машиностроительного предприятия в зависимости от стадии его жизненного цикла. Эти данные также приведены в табл. 1.

Конкурентоспособность предприятий определяется индивидуально, однако ее уровень при отсутствии объекта для сравнения ценности для управленческой цели не представляет. Она должна сравниваться с показателями конкурентов, полученными по той же методике, т. е. должна иметь место параллельная оценка конкурентоспособности исследуемого предприятия и его конкурентов. Для этой цели предлагается (рис. 5) трехступенчатая модель, которая позволяет проследить характер изменений, выявить факторы, влияющие на уровень конкурентоспособности предприятия и управлять ею.

То есть дает возможность последовательно сравнивать конкурентоспособность товаров, конкурентные потенциалы предприятий, т. е. конкурентоспособности своего предприятия. Результаты сравниваются с оценками конкурентов, и если они у своего предприятия хуже, чем у конкурентов, то на каждом этапе принимаются корректирующие меры, и цикл повторяется до тех пор, пока будет достигнут желаемый результат.

Такой подход позволяет системно добиться лучшей конкурентной позиции своего предприятия.

По результатам третьего этапа сравнения принимается решение: либо реализовать намеченные тактику и стратегию развития, либо разработать мероприятия по повышению конкурентоспособности предприятия, корректированию принятых ранее планов, либо реализовывать их дальше. Но в любом случае процедуру оценки конкурентоспособности следует повторять. Более того, повторять циклически.

Рассмотренная выше модель управления конкурентоспособностью предприятия была апробирована на КамАЗе в ходе изучения динамики конкурентоспособ-

Таблица 2

Год	Показатель	Значение показателя для автомобилей				
		КамАЗ-53215	КамАЗ-43118	КамАЗ-65115	КамАЗ-6520	КамАЗ-4308
2004	$K_к$ (коэффициент качества)	0,573	0,516	0,550	0,527	0,620
2004	$K_ц$ (коэффициент конкурентоспособности по цене)	0,039	0,035	0,034	0,011	0,000
2005		0,035	0,050	0,063	0,017	0,000
2006		0,032	0,020	0,061	0,013	0,000
2004	$K_т$ (коэффициент конкурентоспособности товара)	0,253	0,324	0,344	0,321	0,496
2005		0,250	0,283	0,355	0,323	0,496
2006		0,140	0,268	0,306	0,322	0,496
2004	$K_к$ (комплексный показатель конкурентоспособности товара)	0,294				
2005		0,295				
2006		0,243				

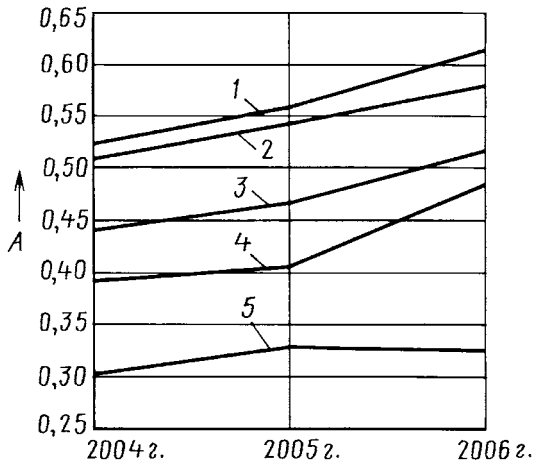


Рис. 6. Динамика показателей конкурентного потенциала ОАО «КамАЗ»:
1 — развитие; *2* — финансы; *3* — интегральный показатель конкурентного потенциала; *4* — маркетинг; *5* — внутренние процессы

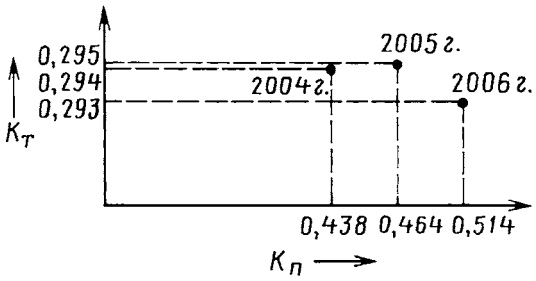


Рис. 7. Изменение конкурентной позиции КамАЗа в период 2004—2006 гг.

ности этого предприятия в 2004—2006 гг. по пяти семействам автомобилей КамАЗ и по 14 показателям качества были определены частные коэффициенты их конкурентоспособности (табл. 2). При этом интегральный показатель их конкурентоспособности принимался как средневзвешенная величина показателей конкурентоспособности их семейств, коэффициенты «весомости» частных показателей конкурентоспособности семейств автомобилей принимались пропорционально удельному весу объема их продаж в структуре продаж предприятия.

Конкурентный потенциал предприятия характеризует его деятельность с точки зрения наличия внутренних и внешних конкурентных преимуществ, позволяющих ему обеспечивать создание конкурентоспособных товаров и в настоящее время, и в долгосрочном плане. Он представляет собой взаимосвязь четырех сторон деятельности предприятия: маркетинга (в данном примере было применено семь индивидуальных показателей), финансов (девять показателей), внутренних процессов (девять показателей), развития (семь показателей), которые имеют причинно-следственные связи между собой и всесторонне охватывают его деятельность. Но группирование показателей и их число в группе в зависимости от целей оценки, особенностей производства, наличия информации могут быть иными. Все зависит от целей, которые ставит перед собой предприятие.

Коэффициент конкурентного потенциала предприятия по каждой группе рассчитывается по данным табл. 2 методом «профилей» [3] по формуле $K_{\text{п группа}} = \dfrac{Y_1/2 + Y_2 + Y_3 + ... + Y_{n-1} + Y_n/2}{n-1}$, где $K_{\text{п группа}}$ — коэффициент его конкурентного потенциала по группе $0 \le K_{\text{п группа}} \le 1$; Y_1, Y_2, Y_3, ..., Y_i — расчетные отношения, определяемые по формулам $Y_1 = \dfrac{П_i}{П_{i_{\max}}}$ или $Y_i = \dfrac{П_{i_{\max}} - П_i}{П_{i_{\max}}}$, первая из которых применяется для «прямых», вторая — для «обратных» показателей. У «прямых» показателей с ростом значений конкурентный потенциал увеличивается, а у «обратных» — уменьшается. (Здесь $П_i$ — величина i-го показателя качества; $П_{i_{\max}}$ — максимальное значение или условный норматив i-го показателя.)

Интегральный показатель конкурентного потенциала предприятия определялся по той же формуле.

Динамика групповых и интегрального показателей конкурентного потенциала КамАЗа приведена на рис. 6. Как из него следует, конкурентный потенциал *А* группы ОАО «КамАЗ» за период 2004—2006 гг. повысился на 17 %, т. е. совокупность факторов, влияющих на конкурентоспособность предприятия, имела положительную динамику. Причем во всех группах, за исключением группы «развитие».

Изменение конкурентной позиции ОАО «КамАЗ» в системе координат «конкурентоспособность товара — конкурентный потенциал» представлено на рис. 7.

В целом интегральный показатель конкурентоспособности КамАЗа с учетом коэффициентов значимости конкурентоспособности товара и конкурентного потенциала в 2004 г. составлял 0,38, в 2005 г. — 0,396, в 2006 г. — 0,406. Это означает, что конкурентоспособность предприятия за исследуемый период непрерывно растет.

Таким образом, рассмотренная выше трехступенчатая модель позволяет предприятиям оперативно устанавливать конкурентные позиции, выявить проблемные участки, моделировать уровень своей конкурентоспособности. Причем она универсальна, т. е. с небольшими корректировками ее можно применять в любой отрасли экономики.

Литература

1. Саати Т. Принятие решений. Метод анализа иерархий. — М.: Радио и связь, 1989. — 316 с.
2. Попова Е.В. Комплексная оценка конкурентоспособности машиностроительных предприятий на этапах жизненного цикла (на примере ОАО «КамАЗ»). — Набережные Челны: ИНЭКА, 2006. — 23 с.
3. Фасхиев Х.А., Крахмалева А.В., Гарифов А.Г. Оценка качества и конкурентоспособности комплектующих и запасных частей автомобилей // Вестник машиностроения. 2007. № 7. С. 65—79.

УДК 629.113/.115

Рациональные полные массы АТС, работающих в условиях жаркого и сухого климата

Канд. техн. наук Ж.Р. КУЛЬМУХАМЕДОВ
ТАДИ (99871. 133-08-27)

Рассмотрено ухудшение показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности с повышением температуры окружающей среды. Предложена методика для определения граничных полных масс в условиях жарко-сухого климата. Рекомендованы рациональные значения полезной нагрузки.

Ключевые слова: *автомобиль, автотранспортное средство (АТС), двигатель, трансмиссия, ступенчатая передача.*

Kulmuhamedov D.R.

THE CHOICE OF RATIONAL TOTAL WEIGHT OF VEHICLES IN A HOT-DRY CLIMATE

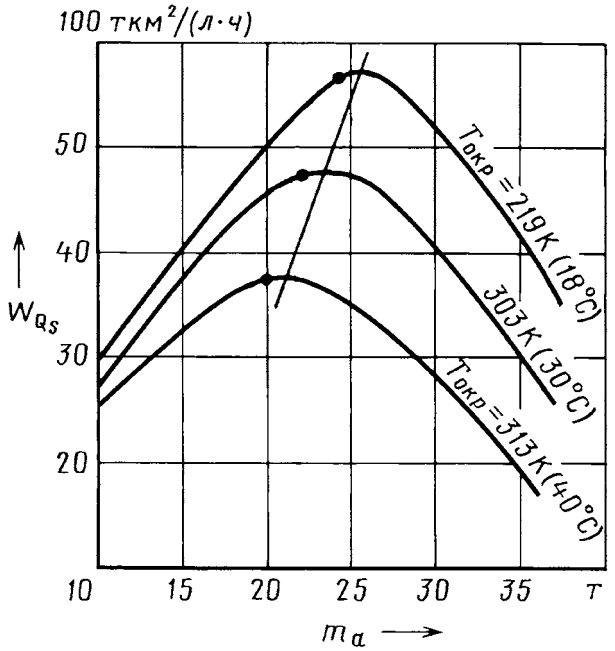
A deterioration on traction-speed characteristics and fuel economy with increasing ambient temperature. The method for determining the boundary of complete mass of vehicles in a hot-dry climate. Recommended rational values of the playload.

Keywords: *automobile, auto transport means, engine, transmission, gear transmission.*

С повышением температуры окружающей среды тягово-скоростные свойства и топливная экономичность АТС, как известно, заметно ухудшаются. И единственный практически приемлемый способ частичной компенсации такого неприятного с точки зрения эффективности использования — уменьшение его полной массы.

Рассмотрим эту возможность на примере автопоезда ЗиЛ-4331 + ГКБ-8350.

Допустим, что этот автопоезд работает при трех значениях температуры окружающей среды 291 К (18 °С), 303 К (30 °С) и 313 К (40 °С) и его относительная полная масса в каждом случае составляет 0; 0,2; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0. Кроме того, будем считать, что эта работа идет на типичном [1] участке дороги с типичными действующими на ней ограничениями скорости движения.



Расчет производительности W_{Qs} автопоезда при данных исходных условиях дал результаты, показанные на рисунке. Из него видно, что все три кривые имеют одинаковый характер, но абсциссы точек их максимумов — разные. Причем при повышении температуры окружающей среды значения оптимальной полной массы (абсциссы максимумов кривых) уменьшаются. И если учесть, что полная масса рассматриваемого автопоезда, которая рекомендуется заводом-изготовителем, равна 25 т, то получается, что она оптимальна только для случая $T_{окр}$ = 303 К, или +30 °С. Для температуры же 291 К (18 °С) она составляет 26,5 т, что больше стандартной на 1,5 т, а при 313 К (40 °С) наибольшая эффективность автопоезда достигается при 20,6 т, что меньше стандартной на 4,4 т.

Казалось бы, дело ясное: чтобы повысить транспортную эффективность автопоезда, необходимо «подогнать» его полную массу к $T_{окр}$. Однако прежде чем принимать решение, необходимо на этих же кривых обозначить точки соответствия требованиям ГОСТ 21398 по $v_{a_{max}}$, $v_{a_{уст}}$ и i_{max} [2]. Правда, третье требование ГОСТа, о преодолении максимального подъема ($i_{max} \geq 18$ %), не является обязательным, так как оно не связано с мощностью двигателя и, следовательно, со скоростью движения при преодолении подъема, а его невыполнение не повлияет на транспортный поток. Выполнение же остальных требований обязательно. Для этой цели автором разработана методика расчета граничных полных масс АТС.

Так, для определения граничной полной массы по максимальной скорости используется формула № 1 (см. таблицу), из которой при заданном значении u_{max} получается формула № 2.

Максимальная скорость движения автопоезда должна достигаться при любой температуре окружающей среды. Следовательно, тяговая ($N_т$) мощность (подсчитывается по формуле № 3) при соответствующей $T_{окр}$ всегда должна быть равна мощности, затрачиваемой АТС на преодоление всех внешних сопротивлений движению (рассчитывается по формуле № 4). То есть должно иметь место равенство $N_т = \Sigma N_с$, из которого получаем формулы № 5 и 6.

В качестве установившейся ($v_{уст\ п}$) скорости автопоезда автором принята скорость на затяжном подъеме с i = 3 %. В этом случае для определения суммарной мощности $\Sigma N_с$ сопротивления движению предназначена формула № 7, а тяговой мощности $N_т$ — формула № 8.

Допустим, что при принятых условиях $v_{уст\ п}$ должна быть равна 35 км/ч. Тогда частоту ω_j вращения коленчатого вала при этой скорости в j-й точке его скоростной характеристики дает формула № 9, а развиваемую АТС тяговую мощность $N_т$ на этой частоте — формула № 10. Или, с учетом температуры окружающей среды, — формула № 11. Из нее-то и определяется полная масса автопоезда (формула № 12), при которой двигатель, потерявший часть своей мощности вследствие высокой температуры окружающей среды, все-таки обеспечивает автопоезду заданную (35 км/ч) скорость движения на затяжном подъеме с i = 3 %.

В данном случае граничные полные массы автопоезда при максимальной и установившейся скоростях движения на затяжном подъеме совпадают. Но при разных температурах окружающей среды они получаются разными. Например, при $T_{окр}$ = 291 К (18 °С) рациональное значение полной массы рассматриваемого автопоезда равно 24 т, при 303 К (30 °С) — 22 т, а при 313 К (40 °С) — 20 т.

Эти три точки нанесем на кривые $W_{Qs} = f(m_а)$ и если окажется, что они располагаются правее прямой, соединяющей максимумы всех трех зависимостей, то требования ГОСТ 21398 при выборе рациональной полной массы автопоезда не являются ограничениями. Если же хотя бы одна из них разместится на какой-либо кривой левее этой прямой, то рациональная полная масса в указанных условиях и является величиной абсциссы этой точки.

В нашем случае, как видим, все три точки лежат левее прямой оптимальных масс и, следовательно, прямая, проведенная через них, определяет границу максимальной полной массы автопоезда, которая не должна быть превышена при соответствующих температурах $T_{окр}$.

Отсюда вытекают следующие рекомендации для тех, кто эксплуатирует автопоезда ЗИЛ-4431 + ГКБ-8350:

1. В январе, феврале, марте, ноябре и декабре самая рациональная полная масса автопоезда составляет 24 т, т. е. допускается небольшая (0,5 т) перегрузка сверх номинала грузоподъемности (14 т).

№ формулы	Формула	Примечания
1	$v_{max} = \dfrac{0{,}105\omega_{N_{max}} r_к}{u_{гп} u_{кп}}$	$\omega_{N_{max}}$ — частота вращения коленчатого вала двигателя на режиме максимальной мощности; $r_к$ — радиус качения колеса АТС; $u_{гп}$ — передаточное число главной передачи; $u_{кп}$ — передаточное число коробки передач
2	$u_{гп} = \dfrac{0{,}105\omega_{N_{max}} r_к}{v_{max} u_{кп}}$	—
3	$N_т = N_{max}\eta_{тр} K_р K_{тм}$	$\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии; $K_р$ — коэффициент коррекции характеристики двигателя; $K_{тм}$ — коэффициент, учитывающий влияние температуры окружающей среды на скоростную характеристику двигателя
4	$\Sigma N_с = N_к + N_в = m_а g v(f_0 + K_{f_1} v) + K_в F v^3$	$N_к$ — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению; $N_в$ — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха; g — ускорение свободного падения; f_0 — коэффициент сопротивления качению при небольшой скорости движения АТС; K_{f_1} — коэффициент, учитывающий влияние конструктивной особенности шины и увеличение скорости движения на сопротивление качению колеса; $K_в$ — коэффициент обтекаемости (аэродинамического сопротивления) АТС; F — лобовая площадь АТС
5	$N_т = m_а g(f_0 v + K_{f_1} v^2) + K_в F v^3$	—
6	$m_а = \dfrac{N_{max}\eta_{тр} K_р K_{тм} - K_в F v^3}{(f_0 v + K_{f_1} v^2) g}$	—
7	$\Sigma N_с = N_к + N_п + N_в = v_{ап}[m_а g(f_0 + K_{f_1} v_{уст\ п}) + m_а g i + K_в F v^2_{уст\ п}]$	$N_п$ — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления подъема
8	$N_т = \dfrac{v_{уст}[m_а g(f_0 + K_{f_1} v_{уст\ п}) + 0{,}03 m_а g + K_в F v^2_{уст}]}{1000}$	—
9	$\omega = \dfrac{u_{гп} u_{кп} v_{ап}}{0{,}105 r_к}$	—
10	$N_T = N_{max}[a(\omega_i \omega_{N_{max}}) + b(\omega_i \omega_{N_{max}})^2 + c(\omega_i \omega_{N_{max}})^3]\eta_{тр} K_р K_{тм}$	—
11	$N_т = 0{,}001(v_{уст\ п} m_а g f_0 + m_а g K_{f_1} v^2_{уст\ п} + 0{,}03 m_а g v_{уст\ п} + K_в F v^3_{уст\ п})$	—
12	$m_а = \dfrac{1000 N_т - K_в F v^3_{ап}}{(v_{ап} f_0 + v^2_{ап} K_{f_1} + 0{,}03 v_{ап}) g}$	—

2. В апреле, мае, сентябре и октябре рациональная полная масса автопоезда составляет 22 т, т. е. его допустимая грузоподъемность — 12,5 т.

3. В летние месяцы (июнь, июль, август) допустимая полная масса автопоезда — 20 т, т. е. его грузоподъемность должна быть 11,5 т.

При реализации этих рекомендаций автопоезд в течение года не будет мешать транспортному потоку и обеспечит конструктивную транспортную эффективность на 1,13 % большую, чем при эксплуатации с номинальной (стандартной) полной массой.

Для автопоезда КамАЗ-5410 + ОдАЗ-9370 граничные массы по максимальной скорости равны: при $T_{окр}$ = 291 К (18 °С) — 27 т; при $T_{окр}$ = 303 К (30 °С) — 23 т; при $T_{окр}$ = 313 К (40 °С) — 21 т, а граничные массы по установившейся скорости ($v_{уст}$) на затяжном подъеме в 3 % — соответственно 28, 26 и 24 т. Поэтому для него рекомендуются следующие значения полезной массы: в январе, феврале, марте, ноябре и декабре — 27 т, т. е. перегрузка сверх номинала составляет 1 т; в апреле, мае, сентябре и октябре — рациональная полная масса 23 т, т. е. недогрузка ~3 т; в июне, июле, августе — допустимая полная масса 21 т, т. е. его грузоподъемность должна быть снижена на 5 т — с 14,2 до 9,2 т.

Литература

1. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
2. Львовский Е.И. Статистические методы построения эмпирических формул: Учебное пособие для ВУЗов. — 2-ое изд. перераб. и доп. — М.: Высшая школа, 1988. — 239 с.

АСМ-факты

VI «Международный автотранспортный форум» пройдет в октябре 2010 г. в Москве при поддержке и участии Минтранса РФ, РАС, МСАТ, СТР, АСМАП, НП «ОАР», региональных объединений автоперевозчиков и ряда других отраслевых организаций и государственных структур. В его рамках по инициативе ОАО «Автосельхозмаш-холдинг» и дирекции МАФ в период с 25 по 28 октября 2010 г. в МВЦ «Крокус Экспо» состоится первый специализированный автобусный салон, призванный объединить всех производителей и потребителей пассажирской автотехники. В связи с этим в программу Форума войдет целый ряд деловых мероприятий, посвященных пассажирскому транспорту России и стран СНГ. Кроме того, программой мероприятий предусмотрено проведение первой Международной конференции по автобусостроению.

Министерство транспорта РФ выступило с инициативой организовать на площадке Международного автотранспортного форума празднование Дня работников автомобильного транспорта, достойное по значимости самого автомобильного транспорта.

Празднование запланировано на четверг, 28 октября, – последний день работы МАФ. В первой половине дня пройдут праздничные мероприятия на открытой площадке МВЦ «Крокус Экспо»: тест-драйвы автотехники, конкурсы мастерства водителей грузового и пассажирского транспорта, показательные выступления автомобилистов и многое другое. Во второй половине дня — торжественное собрание, на котором с поздравлением к работникам отрасли выступит министр транспорта РФ И.Е. Левитин, депутаты Госдумы, другие авторитетные люди страны и отрасли. Также планируется вручение государственных и ведомственных наград работникам автомобильной отрасли России. В завершение праздника в концертном зале «Крокус Сити Холл» состоится большой праздничный концерт с участием звезд российской и зарубежной эстрады.

●

По результатам оценки деятельности поставщиков, проводимой Международным центром инвестиционного консалтинга, Павловский автобусный завод, входящий в состав компании «Русские Автобусы — Группа ГАЗ», признан добросовестным поставщиком и подлежит внесению в Федеральный реестр добросовестных поставщиков.

ПАЗ — одно из немногих предприятий отрасли, которое практически полностью использует сегодня свои проектные мощности и по объему производства входит в десятку основных мировых производителей. Предприятие имеет четко выработанную стратегию в области качества и утвержденную «Политику качества», в которой определено место каждого звена производственной цепи: от рабочего до управляющего директора.

Стабильный портфель заказов на автобусы марки ПАЗ позволяет предприятию развивать инновационные направления в автобусостроении, а также запускать ежегодно в производство новые модификации автобусов в соответствии с передовыми тенденциями в этой отрасли.

●

Автомобильный завод «Урал» «Группы ГАЗ» ввел в эксплуатацию литейный комплекс немецкой компании «Лампе» по выпуску стержней, используемых при производстве отливок автокомплектующих. Машина позволяет изготавливать стержни по новой технологии, тем самым значительно повышая их качество. Ожидается, что ежегодный экономический эффект от запуска нового оборудования превысит 4 млн руб.

Комплекс состоит из стержневого автомата «Лампе» и абсорбционно-биохимической установки производства белорусской фирмы «Промышленные экологические системы». Новое оборудование позволяет выпускать стержни из песка и смолы для автокомпонентных отливок по передовой технологии «cold-box-amin», позволяющей добиваться отверждения продукта при помощи продувки стержневого ящика жидким третичным амином: ранее стержни становились твердыми при нагревании до очень высоких температур (350—400 °С).

Применение данной технологии позволяет автозаводу «Урал» снизить энергозатраты при производстве стержней и улучшить качество выпускаемой продукции. При использовании нового метода также повышается и производительность труда: стержневой комплекс управляется одним оператором, который задает режим изготовления смеси и отверждения продукции. Кроме этого, при производстве стержней по новой технологии значительно уменьшается объем выделяемых вредных веществ: для очистки воздуха применяются химические и биохимические методы — абсорбционная очистка вентиляционного воздуха и биохимическая регенерация абсорбента.

УДК 629.114.026

Оценка динамичности колесных машин и их трансмиссий по критерию «максимальное использование мощности двигателя»

Д-р техн. наук Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ, Е.А. ВЕРЕТЕННИКОВ

Харьковский ПИ (+ 38-057-700-15-64)

Предложен подход, дающий возможность исследователю проводить в автоматизированном режиме сравнительный анализ динамических качеств транспортного средства в целом и качества его трансмиссии в частности. Дан анализ динамических качеств полноприводных автомобилей КрАЗ, КамАЗ и Урал.

Ключевые слова: *колесные и гусеничные машины, трансмиссия, динамика, разгон, критерий качества.*

Volontsevich D.O., Veretennikov E.A.

ESTIMATION OF WHEEL CARS DYNAMISM AND ESTIMATION OF THEIR TRANSMISSIONS BY CRITERION «MAXIMUM USE OF AN ENGINE POWER»

The approach which is giving the chance to the researcher to carry out in the automatic regime the comparative analysis of dynamic qualities of transport facilities as a whole and quality of its transmission in particular is offered. The analysis of dynamic qualities of all-wheel-drive vehicles KrAZ, KamAZ and Ural is given.

Keywords: *wheel and caterpillar traction vehicles, transmission, dynamics, acceleration, a criterion of performance.*

При проектировании новых или выборе лучшего образца из имеющихся в наличии колесных и гусеничных машин любого назначения всегда возникает вопрос сравнительной оценки показателей их динамичности. Это особенно важно для автомобилей спортивного класса и АТС военного назначения, где параметры динамичности имеют более высокий, чем топливная экономичность и экологичность, приоритет. Не менее важна и вторая проблема, поставленная в заглавии статьи: известно, что далеко не каждая машина, оснащенная мощным двигателем, способна, из-за особенностей структуры и параметров своей трансмиссии, во всем диапазоне скоростей движения реализовывать всю мощность в виде силы тяги.

Для решения названных проблем в теории автомобиля обычно предлагается использовать такие показатели, как динамический фактор и удельная сила тяги, время и путь разгона до заданной скорости или график достижимых ускорений [1—3]. Однако ни один из них нельзя назвать достаточно универсальным и удобным для применения в процессе автоматизированного анализа показателей (например, на этапе оптимизационных расчетов). Дело в том, что и динамический фактор, и удельная сила тяги могут сравниваться только при заданной скорости движения и выбранной передаче, время и путь разгона до заданной скорости предполагают задание условий движения, а для построения графика достижимых ускорений необходимы задания и того, и другого.

Все это довольно сложно и требует больших затрат времени и труда. Поэтому авторы статьи поставили перед собой цель: найти такие формализованные показатели (критерии) для оценки динамических качеств АТС и степени совершенства его трансмиссии с точки зрения использования мощности двигателя, которые были бы удобны при параметрической оптимизации агрегатов трансмиссий. И это им вполне удалось.

Чтобы убедиться, рассмотрим использование классических и предлагаемых авторами показателей для полноприводных автомобилей многоцелевого назначения, основные характеристики которых приведены в таблице, а зависимости их динамического фактора D на высшей ступени в раздаточной коробке от скорости движения — на рис. 1 (кривые *2*, *3*, *4*).

При классическом подходе к определению времени t и пути S разгона до заданной скорости для каждой скорости движения автомобиля вычисляется, как из-

Характеристика	Модель автомобиля 6×6		
	КрАЗ-63221	КамАЗ-43118	«Урал-4320-31»
Габаритные размеры, мм:			
длина	8905	8535	7588
высота	3090	3345	2805
ширина	2720	2500	2500
Масса полная, кг	23 000	20 750	15 205
Мощность брутто, кВт/л.с., (при мин$^{-1}$)	243/330 (2100)	191/260 (2200)	176/240 (2100)
Максимальные:			
крутящий момент брутто, Н · м (при мин$^{-1}$)	1274 (1100—1300)	1079 (1200—1400)	883 (1250—1450)
скорость, км/ч	80	80	90 (85)
Передаточные числа:			
коробки передач	7,73; 5,52; 3,94; 2,8; 1,96; 1,39; 1,00; 0,71; ЗХ — 11,79; 2,99	7,82; 6,38/4,03; 3,29/2,50; 2,04/1,53; 1,25/1,0; 0,815; ЗХ — 7,38; 6,02	5,22; 2,90; 1,52; 1,0; 0,66; ЗХ — 5,22
раздаточной коробки	1,31; 0,95	1,692; 0,917	2,15;1,3
главной передачи	8,173	5,94 или 6,53	6,7 или 7,32
Радиус ведущего колеса, м	0,595 (0,625)	0,59	0,585

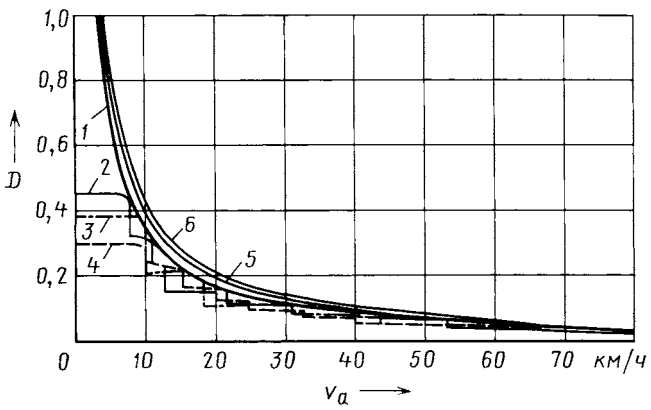


Рис. 1. Зависимость динамического фактора на высшей ступени в раздаточной коробке от скорости разгона, модели автомобиля и варианта его трансмиссии:

1 — КамАЗ-43118, трансмиссия идеальная; *2* — КрАЗ-63221, трансмиссия классическая; *3* — «Урал-4320-11», трансмиссия классическая; *4* — КамАЗ-43118, трансмиссия классическая; *5* — «Урал-4320-11», трансмиссия идеальная; *6* — КрАЗ-43221, трансмиссия идеальная

вестно, разница между динамическим фактором D и суммарным коэффициентом f_0 сопротивления движению. Затем по формуле $\ddot{x} = \frac{g}{\delta}(D - f_0)$ находится потенциально возможное максимальное ускорение $\ddot{x}$. (В этой формуле g — ускорение свободного падения; δ — коэффициент приведения вращающихся масс.) Тогда приращение Δt времени при переходе из j-й точки со скоростью $v_{l,j}$ в $(j + 1)$-ю на скорости $v_{l,j+1}$ и l-й передаче дает формула $\Delta t = \frac{(v_{l,j+1} - v_{l,j})(\delta_{l,j+1} + \delta_{l,j})}{g(D_{l,j+1} + D_{l,j} - 2f_0)}$. А уже зная в каждой точке скорость движения и Δt, определяется путь, проходимый АТС за время достижения заданной скорости.

Однако все эти вычисления можно выполнить, только предварительно задавшись условиями движения (значением f_0), что не позволяет или сильно затрудняет получение полной информации об абсолютной или относительной динамичности АТС во всем спектре скоростей и дорожных условий.

Для решения этой проблемы авторы предлагают от графика $D = f(v_a)$ классического динамического фактора перейти к графику интегрального динамического фактора D_s, который выражается формулой $D_s = \int_0^{v_{max}} D dv_a$ и фактически представляет собой площадь под кривой $D = f(v_a)$ и характеризует динамические возможности АТС при разгоне с места до любой текущей скорости v_a. При этом в процессе сравнения динамических характеристик различных АТС может получиться, что на разных участках скоростной характеристики они могут иметь лучшие или худшие сравнительные показатели.

Графики интегрального динамического фактора для высшей ступени раздаточной коробки рассматриваемых автомобилей приведены на рис. 2 (кривые *1*, *2*, *3*).

С помощью D_s можно оценивать динамические возможности АТС как с полной нагрузкой, так и с частичной, как на нормальном, так и на замедленном ряду в раздаточной коробке. Причем независимо от условий движения. И, самое главное — в автоматизированном режиме, используя при оптимизации параметров или структуры трансмиссии этот параметр в качестве одной из целевых функций.

Для оценки уровня совершенства по критерию максимального использования мощности двигателя собственно трансмиссии, а не АТС в целом, необходимо построить графики классического и интегрального динамического факторов при условии, что вместо штатной трансмиссии на нем будет установлен идеальный трансформатор крутящего момента, под которым понимается условное устройство, способное преобразовать крутящий момент M_i бесступенчато и без потерь мощности N_e двигателя в соответствии с уравнением $M_i = N_e/\omega$.

Для однозначного определения крутящего момента и динамического фактора при малых значениях ω для всех $D_i > 1$ принимаем $D_i = 1$ (кривые *1*, *5*, *6* на рис. 1) и строим графики интегрального динамического фактора для приведенных в таблице автомобилей, «оснастив» их идеальной трансмиссией (кривые *4*, *5*, *6* на рис. 2).

Имея такие численные данные по степени приближения рассматриваемых реальных трансмиссий к соответствующим идеальным при разгоне каждого автомобиля с места до любой достижимой скорости, получаем возможность проанализировать качество собственно трансмиссии по числу ее передач, закону разбивки передаточных чисел, потерям. Причем независимо от показателей мощности и грузоподъемности АТС.

Так, чтобы получить коэффициент $K_{к.тр.i}$ качества трансмиссии автомобиля по критерию использования мощности его двигателя в процессе разгона, достаточно во всем диапазоне (от $v_a = 0$ до $v_a = v_{a\,max}$) скоростей разделить текущее значение его интегрального динамического фактора при реальной трансмиссии (D_{Si})

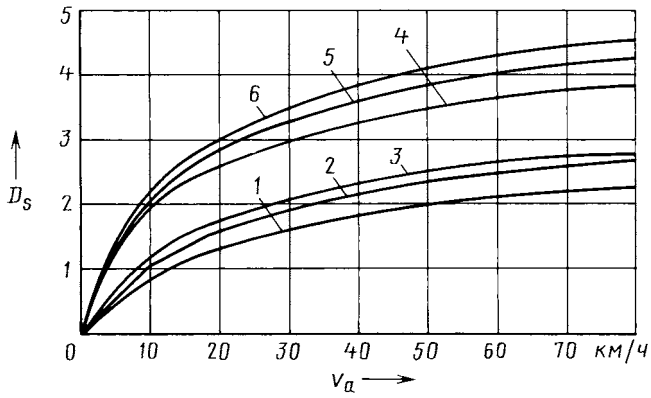


Рис. 2. Зависимость интегрального динамического фактора на высшей ступени в раздаточной коробке от скорости разгона, модели автомобиля и варианта его трансмиссии:

1— КамАЗ-43118, трансмиссия классическая; *2* — Урал-4320-11, трансмиссия классическая; *3* — КрАЗ-63221, трансмиссия классическая; *4* — КамАЗ-43118, трансмиссия идеальная; *5* — КрАЗ-63221, трансмиссия идеальная; *6* — Урал-4320-11, трансмиссия идеальная

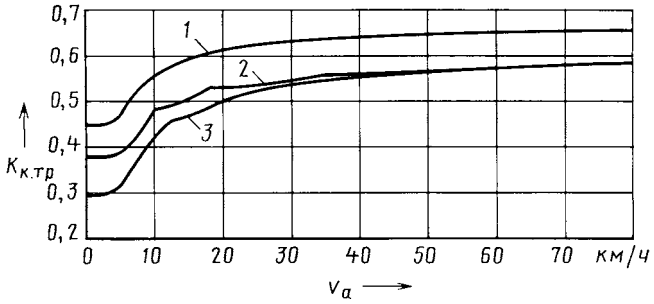


Рис. 3. Зависимость коэффициента качества трансмиссии по критерию использования мощности двигателя от скорости разгона автомобиля и его модели:
1 — КрАЗ-63221; *2* — Урал-4320-11; *3* — КамАЗ-43118

на значение его интегрального динамического фактора с идеальной трансмиссией ($D_{S\,ид.тр.i}$), т. е. воспользоваться формулой $K_{к.тр.i} = \dfrac{D_{Si}}{D_{Sид.тр.i}}$.

Результаты таких расчетов для рассматриваемых АТС приведены на рис. 3.

Предлагаемые авторами критерии, интегральный динамический фактор и коэффициент качества трансмиссии по критерию использования мощности двигателя в процессе разгона, позволяют одинаково легко работать с любыми видами механических ступенчатых и бесступенчатых, гидрообъемно-механических, гидродинамических и электромеханических трансмиссий в любых сочетаниях.

Но при их использовании нужно помнить следующее.

1. При анализе степени совершенства трансмиссии по критерию использования мощности двигателя в процессе разгона полученный результат связан с типом установленного на автомобиль двигателя и видом его внешней характеристики (но не с его мощностью). То есть хорошая механическая ступенчатая трансмиссия для карбюраторного двигателя может оказаться вообще непригодной для сочетания, например, с двухтактным дизелем.

2. При анализе механических ступенчатых трансмиссий с «оторванными» передачами, которые не задействуют при разгоне, эти передачи не должны учитываться при вычислении интегрального динамического фактора для скоростей, предполагающих применение разгонных передач.

3. Увеличение числа передач в механической ступенчатой коробке улучшает динамические показатели автомобиля далеко не всегда. В частности, расчеты показали, что на скоростях до 40 км/ч даже пятиступенчатая коробка передач автомобиля «Урал-4320» использует мощность своего двигателя лучше, чем 10-ступенчатая автомобиля КамАЗ-43118, а ярославская восьмиступенчатая коробка автомобиля КрАЗ-63221 превосходит 10-ступенчатую коробку КамАЗ-43118 во всем диапазоне скоростей.

В заключение следует отметить, что критерий использования мощности двигателя в процессе разгона для большинства АТС может быть совсем не приоритетным и, конечно, не единственным при проектировании трансмиссии. Поэтому в процессе параметрической оптимизации его, наряду с другими критериями, необходимо учитывать с применением соответствующих весовых коэффициентов. Однако для спортивных автомобилей, а также колесных и гусеничных машин военного назначения именно его целесообразно считать приоритетным.

Литература

1. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования: Учебное пособие // Д.Е. Вохминов, В.В. Коновалов, В.В. Московкин и др. — М.: МГТУ «МАМИ», 2000. — 43 с.
2. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
3. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. — М.: Машиностроение, 1975. — 448 с.

УДК 621.436.038

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЯ

Д-р техн. наук В.А. МАРКОВ, А.В. СТРЕМЯКОВ,
канд. техн. наук Е.Ф. ПОЗДНЯКОВ

МГТУ имени Н.Э. Баумана (8.499. 263-68-38), НЗТА

Предложены конструкции иглы распылителя, обеспечивающие улучшение качества процессов распыливания топлива и смесеобразования. Приведены результаты экспериментальных исследований дизеля типа Д-245.12С, оснащенного форсунками с серийными и опытными распылителями. Показана возможность значительного улучшения показателей токсичности отработавших газов и топливной экономичности дизеля при его оснащении опытными распылителями.

Ключевые слова: *дизель, форсунка, распылитель, распыливание топлива, смесеобразование.*

Markov V.A., Stremyakov A.V., Pozdniakov E.F.

IMPROVEMENT OF INJECTOR SPRAYERES DESIGN IN DIESEL ENGINE

Sprayer needle constructions ensuring improved spraying and mixing processes are suggested. The results of the experimental research on diesel engine D-245.12C equipped with standard and test injectors are presented. The potential of significant improvement of exhaust toxicity and fuel efficiency diesel engine characteristics when using test injectors is demonstrated.

Keywords: *diesel engine, injector, sprayer, spraying, mixture forming.*

Распылитель форсунки — один из основных элементов системы топливоподачи дизеля: он формирует струи топлива требуемых геометрических размеров, структуру факела и мелкость распыливания; от него же зависит согласованность характеристик струи с формой камеры сгорания, т. е. равномерность распределения топлива по объему камеры сгорания. Причем многие исследователи доказали (см. например, [1, 2]), что для обеспечения высокого качества распыливания топлива и последующего смесеобразования желательно обеспечить высокую турбулизацию потока именно в проточной части распылителя, особенно на выходе из распыливающих отверстий. В этом случае происходит очень быстрый распад струи в камере сгорания, что улучшает показатели распыливания и смесеобразования. И наилучший способ турбулизации потока топлива в проточной части распылителя — создание дополнительных гидравлических сопротивлений на игле распылителя или в распыливающих отверстиях форсунки.

Реализуется данная идея самыми различными способами — повышением шероховатости распыливаю-

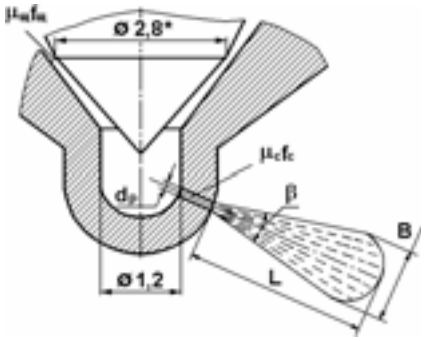


Рис. 1. Схема расположения дросселирующих сечений распылителя форсунки и геометрические характеристики струи топлива:

$\mu_щ f_щ$ — эффективная площадь щели между запорными конусами иглы и седла; $\mu_c f_c$ — эффективная площадь сечения сопловых отверстий; $d_р$ — диаметр распыливающего отверстия; L — длина струи топлива; B — диаметр ее передней части; β — угол распыливания

щих отверстий, заострением их кромок на входе и выходе, выполнением винтовых канавок в этих отверстиях, изготовлением перекрещивающихся отверстий [3, 4, 5] и т. д. Однако реализация названных способов, как правило, с технологической точки зрения оказывается делом довольно сложным и дорогостоящим. Кроме того, распыливающие отверстия, изготовленные в соответствии с рекомендациями перечисленных работ, подвержены быстрому закоксовыванию.

Исследования, выполненные авторами статьи, показывают, что есть более простой способ решения проблемы. Его идея — создание дополнительных гидравлических сопротивлений не в распыливающих отверстиях, а на хвостовике распылителя форсунки. И авторы проверили эту идею экспериментом на базе серийного распылителя 145.1112110-11 производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА), используемого в форсунках ФДМ-22 дизелей Д-245 Минского моторного завода.

Испытуемый распылитель имеет (рис. 1) пять распыливающих отверстий диаметром $d_р$ = 0,32 мм (их расположение приведено в табл. 1), входные кромки которых размещены в колодце диаметром $d_к$ = 1,2 мм; его суммарная эффективная площадь — $\mu_р f_р$ = 0,278 мм^2. Все перечисленные параметры распылителя в процессе экспериментальных исследований не менялись. Изменением подвергалась только его игла. Точнее, ее носок.

У серийной иглы и ее доработанных вариантов диаметр $d_и$ по направляющей оставался равным 5,0 мм, а максимальный ее ход $h_и$ — 0,26 мм. Сохранялось также серийное исполнение хвостовика распылителя: носок (рис. 2) с тремя конусными участками (углы конусов — 45, 60 и 90°) и посадка иглы на седло распылителя по диаметру $d_п$ = 2,8 мм (на рис. 1 и 2, *а*, *б* обозначен звездочкой), расположенному на участке с углом конуса 60°.

Всего было изготовлено три варианта опытных распылителей. При этом в случае варианта № 1 (рис. 2, *б*) у серийной иглы была отрезана под углом 90° та часть, что находится ниже посадочного диаметра $d_п$ = 2,8 мм. Такая подрезка приводит к тому, что топливо, протекающее через дросселирующее сечение площадью $\mu_щ f_щ$, далее расширяется более интенсивно, чем в серийном распылителе, в котором ниже посадочного диаметра $d_п$ = 2,8 мм хвостовик имеет конусную часть с углом конуса 60°.

По варианту № 2 (рис. 2, *в*) конусная часть хвостовика иглы серийного распылителя с углом конуса 60° (по диаметру) была сточена на 0,1 мм ниже посадочного диаметра $d_п$ = 2,8 мм, но с сохранением угла конуса 60°. В результате на хвостовике образовался горизонтальный кольцевой уступ, имеющий наружный и внутренний диаметры 2,8 и 2,7 мм и являющийся местным гидравлическим сопротивлением. По варианту № 3 (рис. 2, *г*) конусная часть хвостовика иглы с углом конуса 45° (по диаметру) сточена на 0,1 мм выше диаметра d = 3,2 мм с таким же углом конуса. В результате получился горизонтальный кольцевой уступ наружным и внутренним диаметрами 3,2 и 3,1 мм, что тоже создает местное гидравлическое сопротивление.

Таблица 1

№ отверстия	Угловое расположение отверстия относительно штифта, град.	Угол наклона отверстия относительно оси распылителя, град.
1	8	62
2	90	71,5
3	172	62
4	237	52
5	303	52

Безмоторные исследования серийного и опытных распылителей, проведенные на установке единичного впрыскивания, которая предназначена для испытаний форсунок дизелей, показали, что все опытные распылители увеличивают, по сравнению с серийным, объем струй топлива. Это обусловлено большей турбулизацией струй, вызванной наличием дополнительных гидравлических сопротивлений в проточной части распылителей. Что, по логике, должно заметно улучшить качество смесеобразования за счет уменьшения размеров капель распыливаемого топлива, более полного охвата объема камеры сгорания струями, ликвидации зон с низкими локальными значениями коэффициента избытка воздуха, а, следовательно, и показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов дизеля.

Данный вывод нашел свое подтверждение в ходе экспериментальных (на моторном стенде) исследований дизеля Д-245.12С на режимах внешней скоростной характеристи-

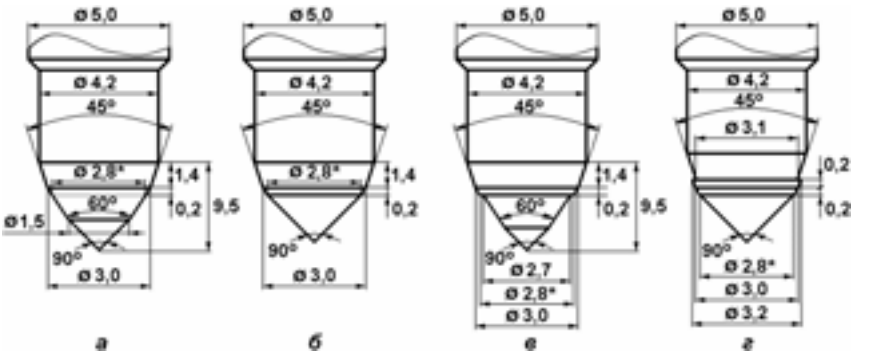


Рис. 2. Конструктивные схемы носка серийного (а) и опытных распылителей № 1 (б), 2 (в) и 3 (г)

ки и 13-ступенчатого испытательного цикла Правил № 49 ЕЭК ООН.

Так, результаты исследований Д-245.12С на режимах внешней скоростной характеристики показывают (рис. 3), что подрезка хвостовика иглы ниже посадочного диаметра $d_п$ = 2,8 мм в опытных распылителях по вариантам № 1 и 3 заметно увеличивает часовой расход $G_т$ топлива. Особенно на режимах с большими (n > 1500 мин$^{-1}$) частотами вращения коленчатого вала. Подрезка хвостовика иглы по варианту № 2, наоборот, сравнительно слабо влияет на этот расход. В результате при использовании опытных распылителей по вариантам № 1 и 3 на рассматриваемых скоростных режимах отмечено заметное увеличение эффективной мощности N_e и крутящего момента M_e (табл. 2), сопровождавшееся соответствующим уменьшением коэффициента α избытка воздуха. Однако на большинстве

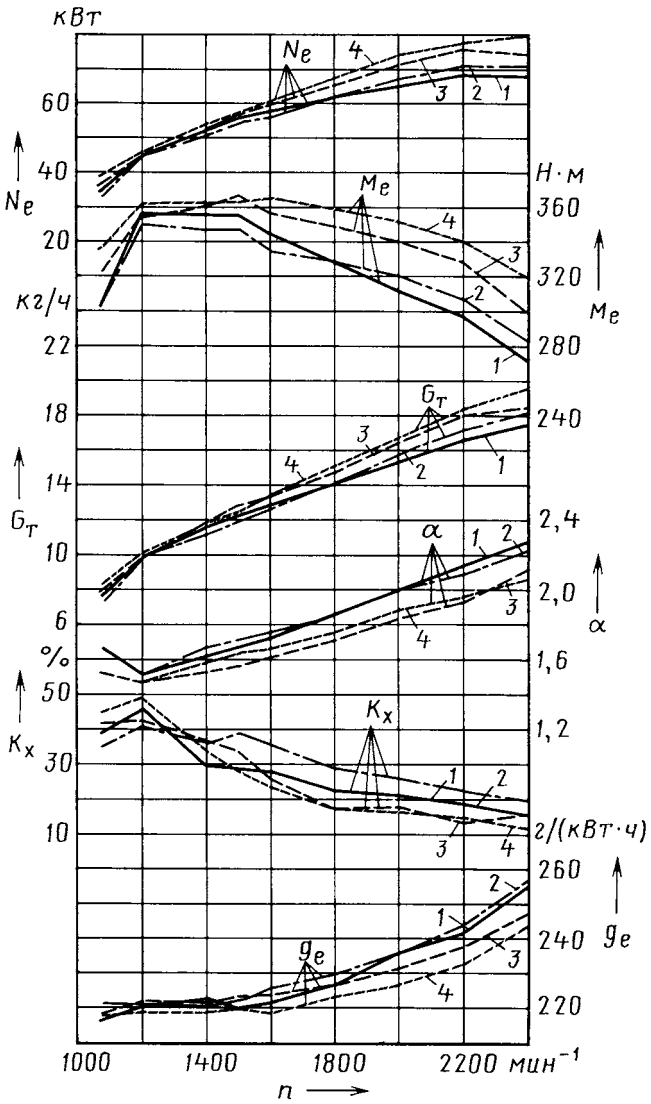


Рис. 3. Зависимость эффективной мощности, крутящего момента, часового расхода топлива, коэффициента избытка воздуха, коэффициента дымности отработавших газов и удельного эффективного расхода топлива дизеля Д-245.12С от частоты вращения его коленчатого вала и варианта распылителя форсунки:

1 — серийный; *2* — вариант № 1; *3* — вариант № 2; *4* — вариант № 3

Таблица 2

Показатель	Вариант распылителя			
	серийный	№ 1	№ 2	№ 3
Часовой расход топлива, кг/ч, на режимах:				
максимальной мощности	17,42	18,51	18,21	19,60
максимального крутящего момента	12,25	12,82	12,07	12,50
Крутящий момент, Н · м, на режимах:				
максимальной мощности	271	299	283	320
максимального крутящего момента	355	366	346	363
Коэффициент избытка воздуха на режимах:				
максимальной мощности	2,28	2,12	2,22	2,07
максимального крутящего момента, α_{1500}	1,67	1,56	1,71	1,64
Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт · ч), на режимах:				
максимальной мощности	255,5	246,6	256,5	243,4
максимального крутящего момента, $g_{e\ 1500}$	219,7	223,1	222,1	219,1
Эффективный КПД дизеля на режиме:				
максимальной мощности ($\eta_{e\ 2400}$)	0,332	0,343	0,330	0,348
максимального крутящего момента	0,386	0,380	0,381	0,387
Коэффициент дымности отработавших газов, %, на режимах:				
максимальной мощности	16,0	16,0	20,0	12,0
максимального крутящего момента	28,0	33,5	38,0	28,0
Интегральный на режимах 13-ступенчатого цикла:				
эффективный расход топлива, г/(кВт · ч)	248,12	245,82	244,61	238,8
эффективный КПД	0,341	0,345	0,346	0,355
удельный выброс оксидов азота, г/(кВт · ч)	6,610	7,871	6,321	7,125
удельный выброс монооксида углерода, г/(кВт · ч)	3,612	2,723	3,071	2,6602
удельный выброс углеводородов, г/(кВт · ч)	1,638	1,506	1,220	1,234

режимов при n > 1500 мин$^{-1}$ это не ведет к росту коэффициента K_x дымности отработавших газов и удельного эффективного расхода g_e топлива. В частности, на режиме максимальной мощности (n = 2400 мин$^{-1}$) установка серийных и опытных распылителей по вариантам № 1 и 3 обеспечивает K_x, равный соответственно 16, 16 и 12 % по шкале Хартриджа, и g_e = 255,5, 246,6 и 243,4 г/(кВт · ч). И лишь опытный распылитель, выполненный по варианту № 2, несколько увеличивает и K_x (до 20 %) и g_e [до 256,5 г/(кВт · ч)].

Такое улучшение показателей топливной экономичности дизеля и дымности его отработавших газов при использовании опытных распылителей по вариантам № 1 и 3 объясняется повышением качества про-

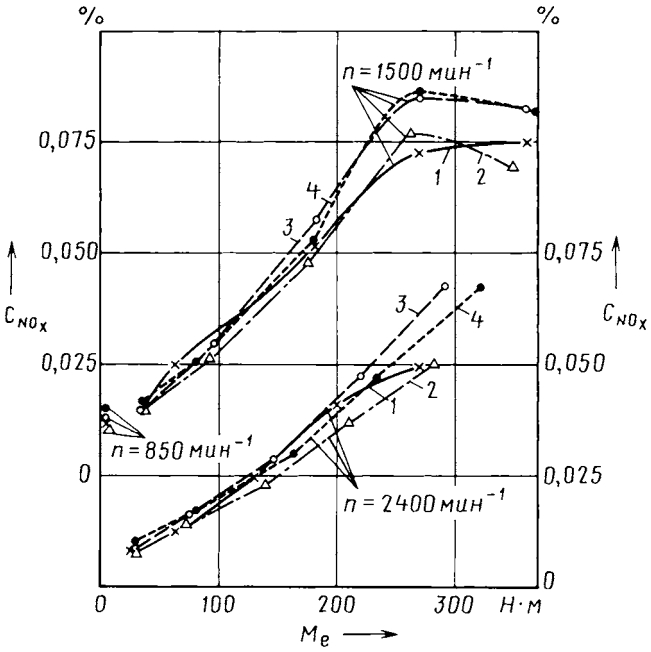


Рис. 4. Зависимость объемной концентрации оксидов азота в отработавших газах от крутящего момента, варианта распылителя форсунки и режима работы дизеля Д-245.12С:
1 — серийный; *2* — вариант № 1; *3* — вариант № 2; *4* — вариант № 3

цессов распыливания топлива и смесеобразования, о чем сказано выше.

На режимах 13-ступенчатого испытательного цикла характеристики часового расхода топлива и концентрации нормируемых токсичных компонентов (оксидов азота, монооксида углерода, несгоревших углеводородов) в отработавших газах говорят (см. табл. 2) о следующем.

Часовой расход топлива сравнительно слабо зависит от конструктивных особенностей проточной части распылителей. Однако с концентрациями вредных веществ в отработавших газах дело обстоит сложнее. Так, объемная концентрация оксидов азота при серийном и опытных распылителях по вариантам № 1, 2 и 3 на режиме холостого хода (n = 850 мин$^{-1}$) составило (рис. 4) соответственно 0,0120, 0,0130, 0,0130, 0,0110 и 0,0150 %, режиме максимального крутящего момента (n = 1500 мин$^{-1}$) — 0,0750, 0,0825, 0,0690 и 0,0818 % и режиме максимальной мощности (n = 2400 мин$^{-1}$) — 0,0495, 0,0675, 0,0500 и 0,0675 %. То есть серийный распылитель на всех режимах с этой точки зрения лучше вариантов № 1 и 3, а на режиме максимального крутящего момента — и варианта № 2. Правда, распылитель, выполненный по варианту № 2, лучше серийного на режимах холостого хода и максимальной мощности. Но он оказался наихудшим с точки зрения топливной экономичности и дымности отработавших газов дизеля.

В отношении монооксида углерода все наоборот (рис. 5). При работе дизеля с серийными и опытными распылителями его концентрации на режиме холостого хода равны соответственно 0,0660, 0,0450, 0,0435 и 0,0420 %, режиме максимального крутящего момента — 0,0420, 0,0390, 0,0390 и 0,0305 %, режиме максимальной мощности — 0,0270, 0,0240, 0,0270 и 0,0208 %. То есть все опытные распылители, особенно № 3, лучше серийного. В том числе и по топливной экономичности и дымности отработавших газов.

Более сложная картина по несгоревшим углеводородам (рис. 6). Например, при серийном и опытных распылителях их содержание на режиме холостого хода составило соответственно 0,0430, 0,0390, 0,0327 и 0,0330 %, режиме максимального крутящего момента — 0,0340, 0,0285, 0,0220 и 0,0242 %, режиме максимальной мощности — 0,0320, 0,0430, 0,0257 и 0,0240 %. То есть на режиме холостого хода лучше всего показали се-

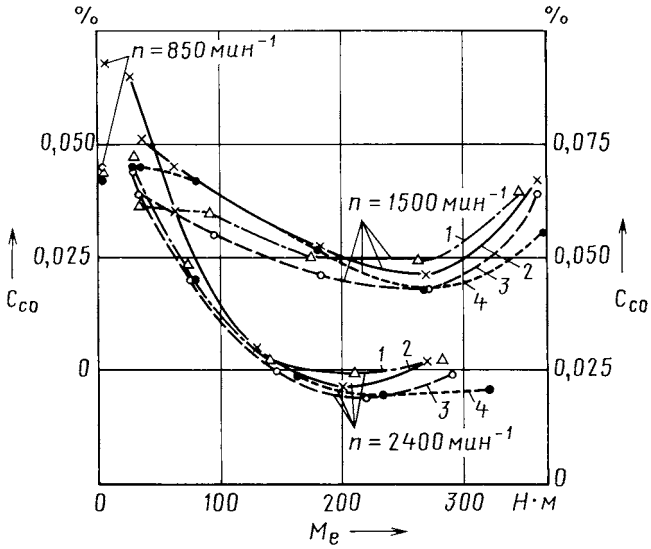


Рис. 5. Зависимость объемной концентрации монооксида углерода в отработавших газах от крутящего момента, варианта распылителя форсунки и режима работы дизеля Д-245.12С:
1 — серийный; *2* — вариант № 1; *3* — вариант № 2; *4* — вариант № 3

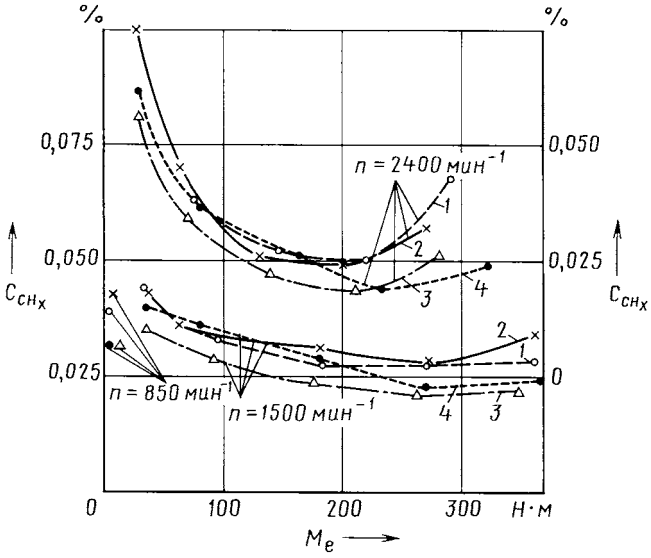


Рис. 6. Зависимость объемной концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах от крутящего момента, варианта распылителя форсунки и режима работы дизеля Д-245.12С:
1 — серийный; *2* — вариант № 1; *3* — вариант № 2; *4* — вариант № 3

бя опытные распылители № 2 и 3, на режиме максимального крутящего момента — распылитель № 2, а на режиме максимальной мощности — распылитель № 3.

Но еще более любопытны рассчитанные по приведенным выше характеристикам интегральные удельные массовые выбросы на режимах 13-ступенчатого цикла. Так, оказалось (см. табл. 2), что все опытные распылители в той или иной мере улучшают топливную экономичность и снижают степень токсичности отработавших газов дизеля Д-245.12С. Причем наибольший эффект дает распылитель, выполненный по варианту № 3: удельный массовый выброс монооксида углерода (e_{CO}) уменьшился с 3,612 до 2,602 г/(кВт · ч), т. е. на 28,0 %, удельный выброс несгоревших углеводородов (e_{CH_x}) — с 1,638 до 1,234 г/(кВт · ч), или на 24,7 %, интегральный (условный) удельный эффективный расход $g_{e\ усл}$ топлива — с 248,12 до 238,80 г/(кВт · ч) — на 3,8 %, а интегральный эффективный КПД ($\eta_{еусл}$), наоборот, возрос с 0,341 до 0,355. т. е. на 4,1 %. Дымность же отработавших газов на номинальном режиме (режим максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$) снизилась с 16 до 12 % по шкале Хартриджа, или на 25,0 %. И лишь удельный массовый выброс оксидов азота (e_{NO_x}) возрос с 6,610 до 7,125 г/(кВт · ч) — на 7,8 %. Однако следует отметить, что такой рост эмиссии оксидов азота может быть в значительной мере компенсирован уменьшением угла опережения впрыскивания топлива. Доказано, что уменьшение УОВТ на 1° п. к. в. снижает эмиссию оксидов азота на 5—10 %. При этом выбросы остальных токсичных компонентов (монооксида углерода и несгоревших углеводородов) изменяются незначительно.

В целом проведенные исследования подтвердили работоспособность рассмотренных конструкций распылителей форсунок и возможность значительного улучшения с их помощью показателей токсичности отработавших газов и топливной экономичности дизеля. Причем такая доработка серийных форсунок не требует больших затрат времени и труда.

Литература

1. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. — Владимир: Изд-во Владимирского государственного университета, 2000. — 256 с.
2. Полиенко Ю.А., Акобия Ш.Е., Цыганков С.В. Совершенствование смесеобразования — один из путей снижения токсичности отработавших газов дизелей // Автомобильные и тракторные двигатели. — М.: Изд-во МГААТМ-МАМИ, 1996. — Вып. 13. — С. 130—133.
3. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для ВУЗов. Второе издание. — М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2005. — 344 с.
4. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубов, В.И. Трусов и др. — М.: Машиностроение, 1990. — 228 с.
5. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. — Л.: Машиностроение, 1990. — 352 с.

УДК 621.822.01:629.113.539.538

О необходимости создания системы допусков и посадок сборных коренных подшипников скольжения коленчатых валов

Д-р техн. наук В.А. САНИНСКИЙ

ВПИ — филиал Волгоградского ГТУ (8.8442. 78-45-84)

Предложен способ повышения надежности подшипников скольжения многоопорного узла поддержки коленчатого вала за счет достижения равномерности гарантированных зазоров, запасов на износ и точности в соосных парах трения путем селективной индивидуальной и групповой сборки.

Ключевые слова: *надежность, точность, подшипники скольжения, коленчатый вал, пары трения, селективная индивидуальная сборка, групповая сборка.*

Saninsky V.A.

ABOUT NECESSITY OF CREATION SYSTEM ADMISSIONS AND LANDINGS OF THE RADIAL BEARINGS SLIDINGS OF THE CRANKED SHAFTS

The way of increase of reliability of bearings of sliding of multibasic knot of support of a cranked shaft at the expense of achievement of uniformity of the guaranteed backlashes, stocks on deterioration and accuracy in coaxial steams of a friction, by selective individual and group assemblage is offered.

Keywords: *reliability, accuracy, sliding bearings, cranked shaft, steams of a friction, the selective individual assemblage, the group assemblage.*

В процессе изготовления многоопорных узлов поддержки валов, сборных соосных коренных подшипников скольжения, всегда возникает проблема назначения посадок в разъемном соединении. Она связана с погрешностями механической обработки деталей этих узлов (коренных опор картера, шеек коленчатого вала) и нестабильностью толщин вкладышей. Итог — дестабилизация радиальных зазоров, масляных слоев в соосных парах трения, их неравномерность, лимитирующая работоспособность пар и, соответственно, ДВС. Способствует этому также то, что при сборке многоопорных узлов вследствие векторного суммирования погрешностей в плоскости наименьшего сближения пар трения всегда в какой-то мере изменяются диаметры поверхностей контакта коренных подшипников (рис. 1). Сказывается и наличие неравномерности натягов в соединениях «картер—крышки подшипников» и в стыках верхнего и нижнего вкладышей.

Таким образом, сборная конструкция многоопорных узлов поддержки вала с точки зрения стабилизации радиальных зазоров в соосных парах трения — система неустойчивая, поскольку она после сборки или разборки и даже при работе ДВС может изменить численные значения отклонений диаметров, формы и расположения (биения) коренных опор и, соответственно, укрепленных в них подшипников, собранных из вкладышей.

Однако возможность повышения ее устойчивости, т. е. условия для повышения работоспособности соосных подшипников, есть. К ним относятся приемы идентификации сборного подшипника условной втулке-подшипнику. Другими словами, по действительным отклонениям поверхностей контакта коренных опор, толщин вкладышей и коренных шеек коленчатого ва-

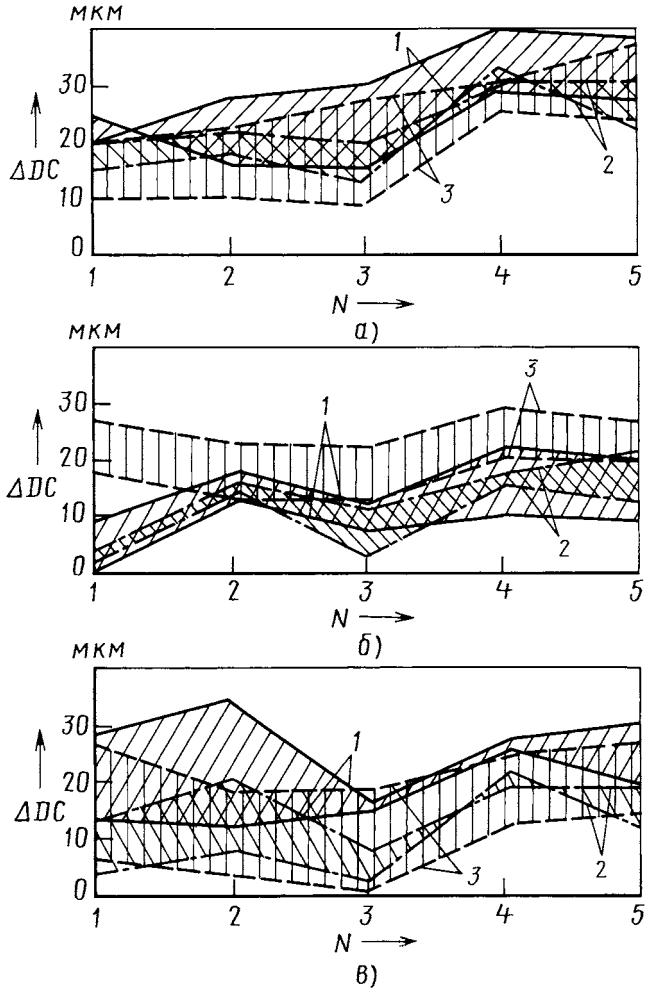


Рис. 1. Диаграммы отклонений диаметров коренных опор после их реставрации (а), переборки и затяжки бугелей (б) и после затяжки болтов бугелей на 10—12° (в):
1 — границы значений ΔDC в сечении А—А; *2* — границы значений ΔDC в сечении Б—Б; *3* — границы значений ΔDC в сечении В—В

ла (в том числе по полям допуска и предельным диаметрам отверстия, получившихся при сборке вследствие векторного суммирования погрешностей двух вкладышей и одной постели) нужно рассчитывать образуемую условную втулку-подшипник с отклонениями диаметров, равными сумме допусков на диаметр постели и толщины двух вкладышей в одной постели.

Такая методология обеспечивает индивидуальную сборку узлов путем подбора комплекта деталей (в том числе шеек коленчатого вала) с отклонениями, достаточными для получения равномерных технологических радиальных зазоров в парах трения. И тем самым позволяет уменьшить влияние технологической наследственности механической обработки коренных опор и вкладышей на неравномерность изнашивания одноименных элементов всей системы [2], компенсируя возникающие погрешности приемами индивидуальной сборки.

Многочисленными исследованиями определено, как допуски звеньев размерных цепей соосных подшипников скольжения влияют на параметры их масляного слоя и работоспособность. Автор, кроме того, установил, как величина и направление действительных погрешностей поверхностей контакта деталей сборной конструкции и их векторная сумма ΣEPC_{i-j} сказываются на геометрических параметрах подшипников и лимитируют работоспособность подшипникового узла. Так, оказалось, что когда векторы, составляющие ΣEPC_{i-j}, лежат в одной плоскости, они представляют собой сумму ΔDC полного радиального биения коренных опор картера, разнотолщинности верхних и нижних вкладышей и шеек коленчатого вала.

Например, результаты измерения изменений диаметров опор и подшипников коренных опор и подшипников картера дизеля 8 ЧВН 15/16 после расточки, переборки, дотяжки болтов бугелей и установки вкладышей (см. рис. 1) свидетельствуют о значительной изменчивости этих геометрических параметров, которая, в конечном счете, дестабилизирует радиальные зазоры в парах трения. Измерения выполнялись по стандартной схеме (рис. 2): поперечная плоскость измерения находилась на расстоянии 5—10 мм от торцев подшипника, продольные плоскости соответствовали сечениям *А—А*, *Б—Б* и *В—В*, а две микрометрические индикаторные головки были установлены на коренных шейках коленчатого вала диаметрально противоположно. Результаты измерения радиальных биений (несоосности) $\Delta_{нс}$ коренных шеек двух коленчатых валов приведены в табл. 1. Они, как видим, тоже говорят о значительной изменчивости геометрических параметров коренных шеек, а, значит, дестабилизации радиальных зазоров и толщин масляных слоев в парах трения. Такая схема позволила выявить еще одну практически важную проблему.

Микрометражу подвергается, как известно, коленчатый вал, собранный с противовесами. Он устанавливался базовыми коренными шейками на призмы контрольной плиты. Из-за влияния конструктивных элементов системы смазки подшипников и распределения их масс в различных сечениях (например, в сечениях *А—А*, *Б—Б* и *В—В*) коленчатого вала создается разножесткость. Выполненные расчеты осевых моментов I_x, I_y коленчатого вала дизеля 8 ЧВН 15/16 да-

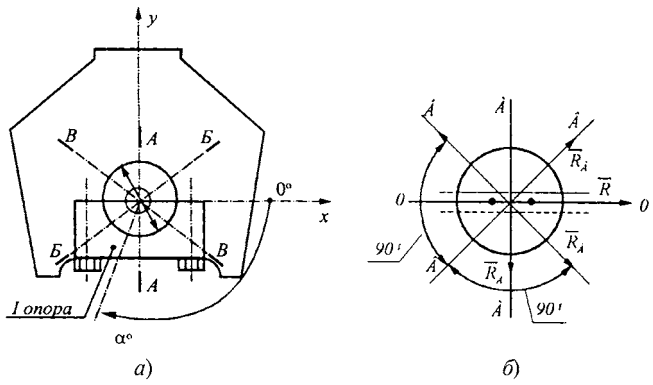


Рис. 2. Схемы измерений биений коренных опор картера (а) и коленчатого вала (б) дизеля 8 ЧВН 15/16

ли значения этих моментов, различающиеся по сечениям в 2 раза. И это не вычислительная ошибка: эксперимент показал (см. табл. 1), что разница показаний верхней и нижней индикаторной головок при повороте коленчатого вала вокруг его оси получается весьма существенной. При измерении одной индикаторной головкой разножесткость, естественно, не регистрируется. В итоге в показания прибора входит и биение, и прогиб, возникающий под действием собственной массы вала. Что, понятно, снижает точность измерений. Хуже того, действительные отклонения оказываются в бóльших пределах, чем требуется для обеспечения стабильности радиальных зазоров.

Вывод очевиден: измерения следует выполнять двумя индикаторными головками. Если же ограничиться одной, то технологические допуски на ответственные поверхности контакта необходимо назначать более жесткими, чем конструкторские. И методика такого назначения для подвижных соединений типа «одиночный подшипник скольжения» известна [2]. Она рекомендует рассчитывать функциональный допуск $T_F S$ на посадку с зазором, равным разнице между максимальным ($S_{\max F}$) и минимальным ($S_{\min F}$) функциональными зазорами (формула № 1 в табл. 2), а затем, чтобы выдержать нормированную точность данного функционального параметра, создать больший запас работоспособности. То есть выполнить условие, соответствующее формуле № 2.

Правда, на практике конструктор и технолог могут пользоваться терминами и характеристиками одиночных подшипников скольжения, состоящих из вкладышей, а примеры их расчетов брать из межгосударственных стандартов [ГОСТ ИСО 4378-1—2000, ГОСТ ИСО 4378-4—2001, ГОСТ ИСО 7902-1—2001], в которых, к сожалению, нет рекомендаций, как при расчетах радиальных зазоров учитывать особенности эксплуатационных характеристик нескольких соосных пар подшипников по отношению к подшипнику одиночному. В частности, не говорится, как выполнять векторное суммирование погрешностей контакта деталей этих узлов. В связи с чем приходится искать «нестандартную информацию». Например, результаты исследования, проведенного автором, позволяют считать, что суммирование погрешностей приводит к тому, что действительные диаметральные зазоры в парах трения необходимо выдерживать в пределах 0,15—0,3 мм (при этом остающийся запас $S_и$ на износ для дизеля 8 ЧВН 15/16, к примеру, не превышает 0,1 мм). Они показывают, что для создания условий для смазки и надежной работы подшипников скольжения достаточен технологический зазор $S_т$, находящийся в пределах 0,015—0,04 мкм. При этом запас $S_и$ на износ для того же дизеля даже в самом худшем случае (0,04 мм) составит ~0,25 мм, т. е. будет в 2,5 раза больше. И это без учета того, что существует еще напряженно-деформированное состояние блок-картера, которое может усугубить картину неравномерности зазоров и которое требует дополнительного учета, например, рекомендаций М.А. Григорьева и др.[3].

Это расхождение, с одной стороны, говорит о том, что для компенсации погрешностей коренных опор, шеек и подшипников диаметральные зазоры в соосных парах трения следует делать бóльшими, чем для одиночных подшипников. С другой стороны, чтобы их уменьшить и тем самым увеличить запас $S_и$ на износ для многоопорных узлов поддержки, функциональные допуски посадки с зазором целесообразно определять, исходя из стандартных рекомендаций одиночной пары трения и действительных погрешностей расположения одиночных пар относительно общей оси ряда соосных многоопорных узлов (формула № 3).

Перечисленные погрешности изменяют радиальный зазор в парах трения, а, следовательно, минимальную ($h_{\min}$) толщину масляного слоя в пределах

Таблица 1

№ коленчатого вала	№ шейки	Плоскость измерения	Отклонения диаметра, мкм, в сечении		Отклонения, мкм, расположения коренной шейки (биения)	
			I-I	II-II	верхняя индикаторная головка	нижняя индикаторная головка
5171	*1*	*А—А*	—	—	0	—
		Б—Б	—	—	+8	—
		В—В	—	—	+8	—
	2	*А—А*	+18	+20	0	0
		Б—Б	+20	+12	+8	−4
		В—В	+18	+18	+8	0
	3	*А—А*	+18	+18	0	0
		Б—Б	+18	+18	−6	+8
		В—В	+18	+20	+10	+4
	4	*А—А*	+20	+18	0	0
		Б—Б	+18	+18	−26	+26
		В—В	+20	+20	−22	+24
	5	*А—А*	—	—	0	0
		Б—Б	—	—	−10	−4
		В—В	—	—	0	−6
521	1	*А—А*	—	—	0	0
		Б—Б	—	—	−4	−6
		В—В	—	—	−6	−4
	2	*А—А*	+18	+16	0	0
		Б—Б	+18	+20	+6	−22
		В—В	+20	+18	−6	−4
	3	*А—А*	+18	+22	0	0
		Б—Б	+16	+20	0	−6
		В—В	+18	+16	+4	−14
	4	*А—А*	+18	+20	0	0
		Б—Б	+18	+20	+10	0
		В—В	+18	+20	−10	−2
	5	*А—А*	—	—	—	—
		Б—Б	—	—	—	—
		В—В	—	—	—	—

0,04—0,01 мм и эксплуатационные показатели многоопорного узла поддержки вала.

Для обеспечения высокого качества сборки нужно, очевидно, выполнять условие $\Delta_{сб.доп} = \Delta_{пр.доп} = 0$, для чего рекомендуется [2] рассчитывать коэффициент $K_т$ гарантированного запаса точности. И для одиночной пары трения его дает формула № 4. Но в нашем случае речь идет о соосных парах трения многоопорного узла поддержки коленчатого вала. Как показали эксперименты, здесь необходимо пользоваться формулой № 5. И если значение минимального табличного зазора $S_{t\,\min}$ больше $S_{F\,\min}$, то в процессе вычисления $K_т$ по формуле № 5 значение $S_{т\,\min}$ следует принимать равным 0,015—0,04 мкм.

Так должно быть. Однако известно, что изменчивость технологических процессов механической обработки комплектующих деталей многоопорного узла поддержки вала, его сборки, а также геометрических параметров диаметров коренных опор, шеек и подшипников, выход их за допустимые пределы из-за деформации деталей и измерительной оснастки при измерениях, а, следовательно, изменчивость зазоров в парах — факт неоспоримый и что гарантированный запас $K_т$ точности коренных подшипников скольжения в производстве ДВС в настоящее время не контролируется.

Обусловлено это многими причинами — отсутствием стандартной системы допусков и посадок сборной конструкции многоопорного узла поддержки вала, стандартных методик, обеспечивающих технологическое сопровождение стабилизации запасов $S_{и\,\max-\min}$ на износ и коэффициента $K_т$ запаса точности для соосных подшипников в собранном узле. Нет пока и апробированной, надежной методологии технологического обеспечения гарантированных оптимальных зазоров в парах трения традиционными методами селективной индивидуальной или групповой сборки, технологии их обеспечения.

Правда, обнадеживает то, что в последнее время началась, хотя и не на официальном уровне, разработка стандартной системы допусков и посадок сборной конструкции многоопорных узлов поддержки вала, ориентированной на применение технологий неполной взаимозаменяемости, в том числе селективной сборки. Например, уже есть рекомендации и положительный опыт по учету напряженно-деформированного состояния блок-картера [3], повышению качества собранных изделий путем индивидуальной сборки [4], а также научных исследований и оптимизации взаимодействия деталей подвижных соединений на основе раскрытия взаимосвязи процессов сборки и эксплуатации машин [5]. Но основой основ здесь должна стать именно система допусков и посадок, позволяющая выбирать из многообразия существующих методов (полная взаимозаменяемость, селективная, групповая и индивидуальная сборка) тот, который обеспечит на-

Таблица 2

№ формулы	Формула	Примечания
1	$T_F S = S_{F_{\max}} - S_{F_{\min}}$	—
2	$T_F S > TrS$	TrS — технологический допуск, обеспечивающий принятые технологическим процессом изготовления одиночных подшипников качения
3	$T_F S = T_E S + T_к S = T_E D_{д.в} + T_E d = \Delta_{изг.доп} + \Delta_{сб.доп} + \Delta_{пр.доп} > T_E D_{д.в} + T_E d + \Delta_{сб.доп} + \Delta_{пр.доп}$	$T_E S$ — эксплуатационный допуск T на зазор, состоящий из эксплуатационного допуска $T_E D_{д.в}$ (он же допуск на запас $S_{ип}$ на износ каждого отверстия коренного подшипника) и эксплуатационный допуск $T_E d$ на диаметр каждой шейки коленчатого вала (он же допуск $T_к S$ запаса $S_{ин.в}$ на износ шейки коленчатого вала); $\Delta_{изг.доп}$, $\Delta_{сб.доп}$, $\Delta_{пр.доп}$ — соответственно допускаемые погрешности изготовления сборки и прочие (дополнительные) погрешности
4	$K_т = \dfrac{S_{F_{\max}} - S_{F_{\min}}}{TD + Td}$	TD, Td — поля допусков отверстия подшипника и вала соответственно
5	$K_т = \dfrac{S_{F_{\max}} - S_{F_{\min}}}{TD + Td + \Sigma EPC_{i-j}}$	EPC_{i-j} — надежность i-го вкладыша j-ой коренной опоры
6	$S_{u\,\max-\min} = 0{,}5[(S_{F_{\max}} - S_{F_{\min}}) - (TD + Td)] + EPC_{i-j}$	—
7	$K_{им} = \dfrac{S_{u\,групп}}{S_{u\,\max-\min}} = \dfrac{0{,}5[(S_{F_{\max}} - S_{F_{\min}}) - 0{,}25(TD + Td)] + \Sigma EPC_{i-j}}{0{,}5[(S_{F_{\max}} - S_{F_{\min}}) - (TD + Td)] - \Sigma EPC_{ij}}$	$S_{u\,групп}$ — запас на износ при групповой схеме сборки

Таблица 3

S_{max}, мкм	S_{min}, мкм	TD, мкм	Td, мкм	ΣEPC_{i-j}, мкм			$K_{им1}$	$K_{им2}$	$K_{тм2}/K_{тм1}$	$K_{тм3}/K_{тм1}$
				$\Delta_{нс.о}$	$\Delta_{нс.кш}$	Δ_{i-j}				
405	10	22	12	30	30	25	1,81	1,86	1,93	5,14

иболее высокое качество многоопорного узла поддержки вала. В том числе такие методы, как диаметральная компенсация погрешностей размеров и расположения промежуточных отверстий коренных опор картера относительно общей оси этих опор путем подбора перед сборкой толщин верхнего и нижнего вкладышей коренного подшипника, а также диаметров коренных шеек коленчатого вала.

Эти и другие методы технологического обеспечения равномерных гарантированных запасов ($S_{и\,max-min}$) на износ (формула № 6) и коэффициента ($K_т$) за счет ужесточения технологических допусков — гарантия высокой надежности многоопорных узлов поддержки валов. Другого, как говорится, не дано.

В заключение — о технико-экономической эффективности различных методов обеспечения зазоров в парах трения многоопорного узла поддержки вала. Ее удобнее всего оценивать по расчетным величинам запасов на износ ($S_и$), точности ($K_т$) и отношений $K_{т_x}/K_{т_y}$ коэффициентов запаса точности у этих методов.

В первом случае такую оценку дает формула № 6. Во втором для каждого метода формула своя.

Так, для метода полной взаимозаменяемости коэффициент $K_{тм1}$ запаса точности узла при неблагоприятной направленности векторов погрешностей можно определить по той же формуле № 5. Тогда относительный коэффициент $K_{им}$ запаса на износ для многоопорного узла при групповой сборке можно рассчитать по формуле № 7.

При сборке подшипников в соседних опорах (индивидуальная сборка), когда верхний вкладыш, скажем, второй опоры подбирается с верхним предельным размером, нижний — с нижним, а в третьей опоре, наоборот, верхний с нижним и нижний с верхним предельными размерами, получим: $\Delta_{i-j} = \Delta t_2 = \Delta t_5$, т. е. оси подшипников и образующие их рабочие поверхности практически совмещаются (например, Δ_{i-j} — 5 мкм). Если же верхний вкладыш второй опоры брать с верхним предельным размером, нижний — с нижним предельным размером, а в третьей опоре, наоборот, верхний — с нижним и нижний с верхним предельными размерами и т. д., то получим, что $\Delta_{i-j} = 25$ мкм.

Расчет, выполненный по рекомендациям работы [2] применительно к дизелю 8 ЧВН 15/16 показал, что у него $S_{F\max} = 405$ мкм и $S_{F\min} = 10$ мкм. Тогда коэффициент $K_{им}$ запаса на износ для его многоопорного подшипникового узла при групповой сборке, подсчитанный по формуле № 7, оказался равным 1,81, при индивидуальной ($K_{им2}$) — 1,86.

Таким образом, можно сделать вывод, что при неблагоприятном сочетании величин и направления векторов погрешностей поверхностей контакта деталей многоопорного узла поддержки вала при групповой сборке относительный коэффициент $K_{им}$ запаса на износ больше, чем при методе полной взаимозаменяемости.

Методы групповой и индивидуальной сборок имеют, по сравнению с традиционным методом полной взаимозаменяемости ($K_{тм1}$), также и резерв повышения коэффициента $K_{тм}$ запаса точности (работоспособности) многоопорного узла поддержки вала (табл. 3).

И последнее. В настоящее время имеется достаточно разработок по автоматизированному, на основе компьютерных технологий, подбору комплектующих многоопорного узла поддержки вала, которые позволяют реализовать рекомендации, обеспечивающие равномерность масляных слоев в соосных парах трения и создать на этой основе условия для повышения эксплуатационных характеристик узла и его работоспособности. Задача — в их внедрении в практику проектирования ДВС. При этом, по мнению автора, предпочтение следует отдавать групповому и индивидуальному методам: они с точки зрения повышения качества многоопорного узла поддержки вала на основе взаимозаменяемости вкладышей наиболее перспективны. Для их реализации требуется технология сборки, предусматривающая погрешности механической обработки компенсировать на стадии сборки. И тем самым — уменьшить неравномерность радиальных зазоров в соосных парах трения «коренные подшипники—шейки коленчатого вала» и увеличить тем самым работоспособность многоопорного узла поддержки вала и ДВС в целом.

Литература

1. Тарсис Ю.Л., Захаров С.М., Шорох Е.А. Совместный расчет коленчатых валов и коренных подшипников ДВС // Двигателестроение. 1989. № 1. С. 20—22, 25.
2. Назаров А.Д. Влияние дисбаланса двигателей на их ресурс, параметры изнашивания и неравномерности износа коренных подшипников коленчатого вала // Вестник машиностроения. 2004. № 5. С. 17—20.
3. Григорьев М.А., Терехин А.Н., Денисов В.С. Моделирование напряженно-деформированного состояния блок-картера // Автомобильная промышленность. 1997. № 1. С. 19—23.
4. Непомилуев В.В., Кононова Е.В. Система обеспечения качества сборки путем индивидуального подбора деталей // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2003. № 3. С. 10—14.
5. Рыльцев И.К. Оптимизация взаимодействия деталей подвижных соединений на основе раскрытия взаимосвязи процессов сборки и эксплуатации машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / И.К. Рыльцев; СамГТУ: Станкин. — Самара, 2002. — 43 с.

УДК 629.621.311

Система эффективного электрического торможения АТС

Кандидаты техн. наук С.Б. АДЖИМАНБЕТОВ
и И.Х. ЕСЕНОВ

Горский ГАУ (8.8672. 53-23-04)

Рассмотрены вопросы эффективного генераторного торможения гибридных АТС с комбинированными силовыми установками.

Ключевые слова: *генераторное торможение, гибридные АТС (ДВС + электродвигатель).*

Adzhimanbetov S.B., Esenov I.H.

THE SYSTEM OF EFFECTIVE ELECTRIC BRAKING

This article deals with the problems of effective generator braking of hybrid means of transport with a combine power plants.

Key words: *generator braking, hybrid means of transport (the electric engine and the Internal Combustion Engine).*

По способу создания тормозной силы, как известно, различают системы механического и электрического торможения. Первые применяются на обычных АТС, вторые — на АТС с электрической тягой или с комбинированными (гибридными) силовыми установками. (С точки зрения величины кинетической энергии $W_к$, которой обладают эти АТС при движении, разницы между ними нет: у обоих она пропорциональна квадрату скорости (формула № 1 в табл. 1), а при торможении — разности квадратов начальной ($v_н$) и конечной ($v_к$) скоростей (формула № 2). Но утилизируется эта энергия по-разному: в случае механической тормозной системы — за счет трения между диском или барабаном колеса и тормозными колодками. При этом она превращается в тепловую энергию и безвозвратно теряется. В случае же электрический тормозной системы, когда тяговый электродвигатель переводится в генераторный режим, вырабатываемой им электрической энергией заряжаются тяговые аккумуляторные батареи или другие накопители (например, конденсаторы), т. е. может быть использована для последующего разгона и движения АТС.

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$W_к = \frac{mv^2}{2}$	m — масса движущегося АТС; v — его скорость
2	$W_к = \frac{m(v_н^2 - v_к^2)}{2} - \int_0^S \Sigma F dS$	$v_н$, $v_к$ — соответственно начальная и конечная скорости АТС при торможении; ΣF — сумма сил сопротивления движению АТС; S — путь выбега АТС
3	$v_н = \frac{\omega_г r_к}{i_{гп}}$; $v_к = \frac{\omega_г r_к}{i_{гп} i_в}$	$r_к$ — радиус качения ведущих колес АТС; $i_{гп}$ — передаточное число главной передачи; $i_в$ — передаточное число вариатора; $\omega_г$ — угловая скорость генератора
4	$W_к = \frac{m\omega_г^2 r_к^2}{i_{гп}^2} - \int_0^S \Sigma F dS$	—
5	$W_к = \frac{m\omega_г^2 r_к^2}{i_{гп}^2}\left(1 - \frac{1}{i_в^2}\right) - \int_0^S \Sigma F dS$	—
6	$\Sigma F = \frac{W'_к}{S}$	$W'_к$ — кинетическая энергия АТС перед началом торможения
7	$W'_к = \frac{mv_н^2}{2}$	—
8	$M_г = \frac{M_к \eta_{обр}}{i_{гп}} = \frac{\Sigma F \eta_{обр}}{i_{гп}}$	$M_к$ — крутящий момент на ведущих колесах АТС

Таким образом, электрическое торможение с экономической точки зрения, безусловно, выгоднее торможения механического.

Однако здесь возникает ряд вопросов и главный из них следующий: способен ли тяговый электродвигатель, перейдя в режиме генератора, обеспечить тормозную силу, которая достаточна для выполнения требуемых нормативными документами замедления и тормозного пути?

Судя по нынешней практике, ответ на него, к сожалению, можно дать только отрицательный. Например, японские фирмы, организовавшие крупносерийный выпуск АТС с гибридными силовыми установками, по-прежнему оснащают их обычными механическими тормозными системами. И тому есть несколько причин. Причем основная из них состоит в том, что рекуперация энергии возможна, если выходное напряжение генератора выше, чем напряжение на зажимах батареи-накопителя. Поэтому эффективное рекуперативное торможение возможно, если напряжение, вырабатываемое тяговым электродвигателем в режиме генератора, в течение всего процесса торможения выдерживается на уровне, превышающем его уровень на клеммах накопителя. Кроме того, желательно, чтобы это превышение было постоянным по величине.

Ни того, ни другого на гибридных АТС пока нет. Хотя решить данную задачу, по мнению авторов, не так и сложно. Например, с помощью вариатора, устанавливаемого между трансмиссией и генератором. Этот способ особенно эффективен в случае тягового электродвигателя с возбуждением от постоянных магнитов, а также при невысоких скоростях движения АТС. В результате обеспечивается максимально возможный возврат кинетической энергии и, одновременно, эффективное торможение транспортного средства[1].

Кинематическая схема системы рекуперативного торможения, имеющая в своем составе вариатор, при-

[1] Патент № 2229767 Российской Федерации, МКИ H02 к7/18. Устройство эффективного торможения транспортного средства с гибридным приводом / Аджиманбетов С.Б. опубл. Бюл. изобр. № 15, 27.04.2004 г.

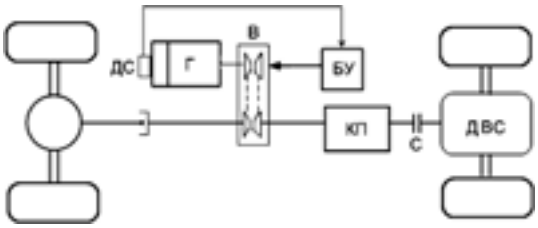


Рис. 1

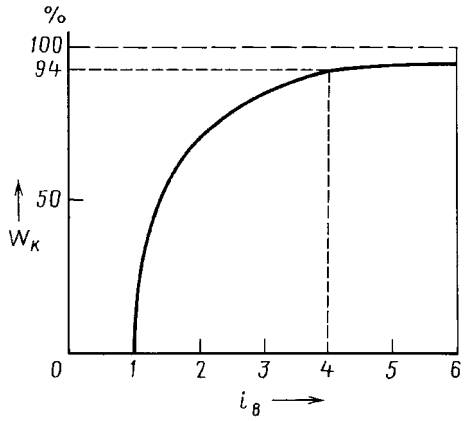


Рис. 2

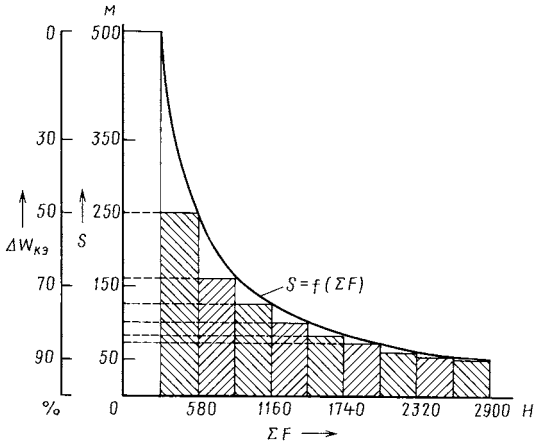


Рис. 3

ведена на рис. 1. В нее, как видим, входит датчик скорости (ДС), который измеряет угловую скорость вала генератора (Г), и при выходе последней из рабочего диапазона дает команду блоку управления (БУ) на повышение или понижение передаточного числа вариатора (В), обеспечивая тем самым ее постоянство. Причем очевидно, что начальная $v_н$ и конечная $v_к$ скорости АТС в этом случае связаны с угловой скоростью ω_r вала генератора в соответствии с формулами № 3.

Если эти выражения подставить в общеизвестную формулу № 4 для расчета энергии $W_к$, идущей на торможение АТС, а в случае гибридного АТС — энергии, которая может быть возвращена генератором в накопитель с использованием вариатора, то получим формулу № 5.

Доля возврата энергии при прочих равных условиях зависит, как видим, от передаточного числа $i_в$. Эта зависимость показана на рис. 2, из которого следует, что для практических целей вполне достаточно вариатора с $i \leq 4$, поскольку он обеспечивает возврат более 90 % накопленной АТС кинетической энергии.

Сумма сил сопротивления движению автомобиля при выбеге (ΣF) включает силу сопротивления качению колеса, силу сопротивления воздуха и силы трения в элементах трансмиссии, которые суммарно можно оценить, исходя из выбега автомобиля, начальной скорости v_i при выбеге и пути S выбега. То есть по формуле № 6. (Входящую в нее энергию $W'_к$ дает формула № 7.)

Авторы, задаваясь различными значениями ΣF для автомобиля ВАЗ-2131, масса которого с водителем равна 1500 кг, при выбеге с начальной скорости $v_{нв}$ = 50 км/ч (13,9 м/с), следовательно, имеющего кинетическую энергию $W'_к$ = 145 кДж, нулевые ее затраты ($\Delta W_к$) на торможение, экспериментально получили: время t выбега — 72 с, замедление a — 0,193 м/с^2, путь выбега S — 500 м. Если считать, что $W'_к$ и при использовании ее части на торможение остается равной тем же 145 кДж, то получаются данные, приведенные в табл. 2. (В ней ΣF задается, а все остальные параметры подсчитываются.)

Графическое отображение этих данных приведено на рис. 3. Свободный выбег на нем представлен незаштрихованным прямоугольником. Его площадь, очевидно, соответствует кинетической энергии автомобиля, полностью теряемой при выбеге под действием сил сопротивления движению, и $\Delta W_к$ = 0. Для полезного использования этой энергии надо тормозить генератором, подключив его вал к трансмиссии автомобиля. Усилие торможения, создаваемое генератором, с целью упрощения рассуждений, авторы взяли кратным величине сил сопротивления движению при свободном выбеге, т. е. кратным 290 Н. Таким образом, при тормозном усилии 290 Н общее сопротивление движению составит 580 Н. Тогда выбег автомобиля будет равен 250 м, и образуется прямоугольник (250 м × 580 Н), площадь которого также равна полной кинетической энергии автомобиля, но при этом одна его половина (заштрихованный прямоугольник) используется полезно, а вторая (незаштрихованный прямоугольник) теряется безвозвратно.

Повышая тормозное усилие, создаваемое генератором и передаваемое на трансмиссию автомобиля, можно повысить долю $\Delta W_к$ полезно используемой

Таблица 2

ΣF, Н	S, м	a, м/с^2	t, с	$\Delta W_к$, %
290	500,0	0,193	72,0	0,0
580	250,0	0,386	36,0	50,0
870	166,6	0,580	24,0	67,0
1160	125,0	0,772	18,0	75,0
1450	100,0	0,965	14,4	80,0
1740	83,3	1,160	12,0	83,0
2030	71,4	1,351	10,3	85,7
2320	62,5	1,540	9,0	87,0
2610	55,5	1,737	8,0	89,0
2900	50,0	1,93	7,2	90,0
6332	22,9	4,22	3,3	95,4

энергии (ее можно также определить по шкале кинетической энергии $\Delta W_к$ в процентах).

Полученная зависимость показывает, что рекуперативное торможение эффективнее применять преимущественно для снижения скорости автомобиля, когда используется начальный участок зависимости и скорость автомобиля достаточно высокая. На этом участке можно рекуперировать до 75 % всей энергии. В дальнейшем скорость автомобиля снижается, и эффект торможения обеспечивается в основном за счет усилия, прикладываемого к трансмиссии автомобиля.

Нужно отметить, что при рекуперативном торможении автомобиля генератором энергия передается от ведущих колес к валу генератора через редуктор главной передачи, который повышает угловую скорость последней и соответственно снижает крутящий момент. В этом случае потери энергии в трансмиссии оцениваются по величине ее обратного КПД, который немного ниже прямого КПД. В итоге момент $M_г$ на валу генератора можно подсчитать по формуле № 8.

Тормозной момент сопротивления, который может обеспечить генератор, зависит от его мощности, определяемой в зависимости от величины рекуперируемой энергии $W'_к$ при выбеге автомобиля и времени, в течение которого она будет возвращена в накопители. Величина $W'_к$ для конкретного автомобиля подсчитывается достаточно просто (формула № 7), а время t рекуперации зависит от прикладываемого тормозного усилия ΣF: чем оно больше, тем меньше это время и тормозной путь.

Плавное снижение скорости автомобиля (служебное торможение) достигается торможением небольшими усилиями, используя первую половину зависимости $S = f(\Sigma F)$. Для полной остановки автомобиля по требуемым нормативам безопасности дорожного движения нужно соблюсти условие: при 40 км/ч тормозной путь легкового автомобиля не должен превышать 14,7 м, а при скорости автомобиля 50 км/ч (условия оценки пути выбега) тормозной путь, по данной норме, — не более 22,9 м (учитывая квадратичную зависимость тормозного пути и скорости автомобиля).

Для обеспечения этого тормозного пути необходимо приложить, согласно табл. 2, тормозное усилие 6332 Н, при этом время полной остановки автомобиля составит 3,3 с. Такое тормозное усилие можно обеспечить при мощности $P_г$ генератора, равной $\frac{W'_к}{t} = \frac{145}{3{,}3} = 49$ кВт. Таким образом, система электроторможения, имеющая в своем составе вариатор, позволяет рекуперировать до 90 % кинетической энергии автомобиля и обеспечивает его эффективное замедление в широком диапазоне изменения скорости движения. Причем передаточное число вариатора таково, что чрезмерно сложная конструкция не требуется. Наконец, полученная авторами зависимость пути выбега автомобиля от сил сопротивления движению, т. е. $S = f(\Sigma F)$, дает возможность рассчитывать в каждом конкретном случае мощность генератора, необходимую для рекуперативного торможения АТС.

УДК 629.4.077

Многодисковые маслоохлаждаемые тормоза автомобилей БелАЗ

Канд. техн. наук М.М. ЗАБОЛОЦКИЙ, Г.И. ЛОСЬ

БелАЗ (+375.1775. 3-26-36)

Рассматриваются конструктивные особенности многодисковых маслоохлаждаемых тормозов, применяемых на карьерных самосвалах «БелАЗ».

Ключевые слова: *БелАЗ, многодисковые маслоохлаждаемые тормоза, карьерные самосвалы.*

Zabolotski M.M., Los G.I.

MULTI-DISC OIL-COOLED BRAKES IN BELAZ'S TRUCKS

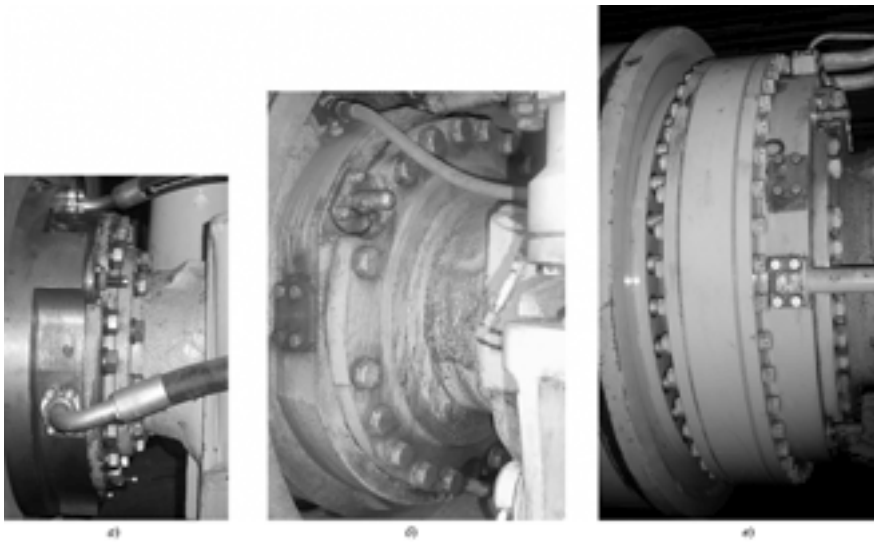
Constructive features of multi-disc oil-cooled brakes using in BelAZ quarry dump trucks are examined.

Keywords: *BelAZ, multi-disc oil-cooled brakes, quarry dump trucks.*

Для карьерных самосвалов, снабженных гидромеханической трансмиссией, в последнее время специалистами БелАЗа разработаны многодисковые маслоохлаждаемые тормозные механизмы. При такой конструкции в каждом механизме применяется несколько тормозных дисков, работающих в масляной ванне при постоянной масляной пленке в паре трения (площадь пар трения тормозных дисков, по сравнению с сухими тормозами, увеличена в 15—20 раз). Удельные давления при этом получаются невысокими, ресурс фрикционных накладок в 8—15 раз выше, чем в «сухих» тормозах. Кроме того, масло в механизмах постоянно циркулирует и охлаждает тормоза, в результате чего обеспечивается высокая их надежность. Разумеется, для защиты внутренних полостей от внешних загрязнителей в таких тормозах применяются эффективные торцевые уплотнения. Механизм стояночного тормоза вынесен из корпуса тормозного механизма в самостоятельный узел и растормаживается механически, что позволило существенно упростить конструкцию по сравнению с известными аналогами.

В настоящее время на БелАЗе разработан типоразмерный ряд унифицированных многодисковых маслоохлаждаемых тормозов для самосвалов и другой карьерной техники с колесами размерностью от 25" до 51" и грузоподъемностью от 30 до 135 т

Параметр	Карьерные самосвалы грузоподъемностью, т		
	30—36	45—65	90—140
Размерность колес, дюйм	25	33÷35	49÷51
Наружный диаметр корпуса, мм	570	710	1000
Привод	Гидравлический		
Номинальный тормозной момент, кНм	52	86	350
Рабочая жидкость в полости охлаждения	Масло марки А (ТУ 38.101.1282–89)		



Модельный ряд многодисковых маслоохлаждаемых тормозов для автомобилей БелАЗ грузоподъемностью 30—36 т (а), 45—65 т (б) и 90—140 т (в)

(см. таблицу и рисунок). Причем новые тормозные механизмы по существу взаимозаменяемы с традиционными сухими, их выбор остается за потребителем, заказывающим комплектацию автомобиля.

Применение многодисковых маслоохлаждаемых тормозов позволило повысить технико-экономические показатели карьерных самосвалов с гидромеханической трансмиссией. А именно: увеличить среднетехническую скорость при движении на уклоне на 10—20 %; уменьшить время срабатывания тормозных механизмов в режиме тормоза-замедлителя в 5—6 раз по сравнению с серийным гидродинамическим тормозом-замедлителем; снизить трудоемкость технического обслуживания тормозов за счет увеличения ресурса тормозных фрикционных материалов; повысить долговечность вращающихся деталей тормозного механизма благодаря их надежной защите от попадания песка, грязи, камней и грунта с дорожного покрытия.

Испытания самосвалов с многодисковыми маслоохлаждаемыми тормозами, проведенные в различных горнотехнических и климатических условиях, подтвердили планируемую периодичность замены тормозных дисков и уплотнений (250—300 тыс. км) и перспективность использования таких тормозных механизмов на карьерных самосвалах с гидромеханической трансмиссией.

УДК 629.017

Тяговый баланс или дисбаланс автомобиля?

(В порядке обсуждения)

Д-р техн. наук М.А. ПОДРИГАЛО

Харьковский НАДУ (380-57. 700-38-66)

Уточнено понятие тягового (силового) баланса автомобиля. Оценены динамические свойства автомобилей по величине избыточной мощности двигателя.

Ключевые слова: *автомобиль, тяговый баланс, двигатель, мощность, ускорение.*

Podrigalo M.A.

VEHICLE TRACTION BALANCE OR UNBALANCE?

The concept of vehicle tractive balance has been specified. The estimation of vehicle dynamic properties according it excessive engine power has been done.

Keywords: *vehicle, tractive balance, engine, excessive, power, acceleration.*

Теория эксплуатационных свойств автомобиля — прикладная наука, основу которой составляет классическая механика. Поэтому при формировании положений прикладной науки необходимо следить, чтобы эти положения не противоречили законам механики. Что, к сожалению, не всегда соблюдается. Например, одно из ключевых положений теории эксплуатационных свойств автомобиля — его тяговый баланс, как показывает анализ, по своему смыслу явно противоречит законам классической механики, т. е. некорректно.

Чтобы убедиться в этом, рассмотрим некоторые аспекты данного положения.

Впервые понятия «мощностной» и «тяговый» балансы автомобиля ввел Е.А. Чудаков [1]. При этом мощностной баланс, согласно его точке зрения, характеризует структуру расхода энергии двигателя на преодоление сил дорожного и аэродинамического сопротивлений движению автомобиля, а запас мощности используется для разгона автомобиля. Иначе говоря, идет на накопление его кинетической энергии и сохранение требуемой скорости (уровня кинетической энергии) при резком изменении сил сопротивления движению. То есть уравнение мощностного баланса имеет вид формулы № 1 (см. таблицу). Оно и является основой для оценки тягово-скоростных и энергетических показателей автомобиля.

Смысл слова «баланс», как его трактует энциклопедический словарь, — равновесие, уравновешивание. Для энергетического (мощностного) баланса это справедливо, поскольку является проявлением закона сохранения энергии. Однако для равновесия сил (силовой баланс) — не очень: равновесие сил может обеспечивать автомобилю только два состояния — либо покой, либо состояние равномерного прямолинейного движения (выполнение первого закона динамики). И ничего больше.

Далее. Для составления уравнения тягового, или силового, баланса Е.А. Чудаков применил принцип Даламбера [2] — принцип кинетостатики, при котором уравнения динамики решаются с помощью уравнений статики. В этом случае произведение массы m_a автомобиля на его ускорение $\dot{v}_a$ имеет размерность силы и с противоположным знаком входит в уравнение квазистатики. (Уравнение называется квазистатическим, поскольку уравновешивающая сила инерции — не что иное, как фиктивная реактивная сила.) Такой подход

№ формулы	Формула	Примечания
1	$N_e\eta_{тр} = N_f + N_i + N_w + N_р$	N_e — эффективная мощность двигателя; $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии; N_f — затраты мощности на преодоление сил сопротивления движению; N_i — затраты мощности на преодоление дорожных подъемов; N_w — затраты мощности на преодоление аэродинамического сопротивления; $N_р$ — запас мощности, необходимый для разгона автомобиля и преодоление кратковременного увеличения сопротивления движению
2	$P_к = P_f + P_w \pm P_i \pm P_j$	$P_к$ — суммарное усилие на ведущих колесах автомобиля; P_f — сила сопротивления качению колес; P_w — сила аэродинамического сопротивления; P_i — сила сопротивления при движении автомобиля на подъеме («+») или спуске («−»); P_j — сила инерции автомобиля при разгоне («+») или при торможении («−»)
3	$\Sigma P_c = P_f \pm P_i + P_w = P_\psi + P_w$	$P_\psi = P_f \pm P_i$ — сила дорожного сопротивления движению автомобиля
4	$N_e\eta_{тр} = \Sigma N_c = v_а(P_\psi + P_w) = m_а g\psi v_а + kFv_а^3$	ΣN_c — суммарная мощность сил сопротивления движению автомобиля; $m_а$ — полная его масса; g — ускорение свободного падения; ψ — коэффициент сопротивления качению; kF — фактор сопротивления воздуха (k — коэффициент сопротивления воздуха, F — площадь миделя автомобиля)
5	$\frac{N_e}{m_а} = \frac{v_а}{\eta_{тр}}\left(g\psi + \frac{kF}{m_а}v_а^2\right)$	—
6	$\dot{v}_а = \frac{(P_к - \Sigma P_c)}{m_а\delta_{вр}}$	$\delta_{вр}$ — коэффициент учета вращающихся масс двигателя и трансмиссии, введенный Е.А. Чудаковым для учета увеличения силы, затрачиваемой на разгон автомобиля за счет разгона этих масс
7	$\dot{v}_а = \frac{\Sigma P_c}{m_а\delta_{вр}}\left(\frac{P_к}{\Sigma P_c} - 1\right)$	—
8	$K_д = \frac{P_к}{\Sigma P_c} = \frac{P_к v_а}{v_а \Sigma P_c} = \frac{\eta_{тр}N_e}{\Sigma P_c}$	—
9	$K_{изб} = K_д - 1$	—
10	$\dot{v}_а = \frac{\Sigma P_c}{m_а\delta_{вр}}K_{изб}$	—
11	$v_а\dot{v}_а = \frac{\Delta N_e}{m_а\delta_{вр}}\eta_{тр}$	—
12	$m_а v_а \dot{v}_а = \Delta N_e \eta_{тр}^{общ} = \Delta N_e \eta_{тр}^{ст}\eta_{тр}^{дин} = \frac{\Delta N_e \eta_{тр}^{ст}}{\delta_{вр}}$	$\eta_{тр}^{ст}$, $\eta_{тр}^{дин}$ — статический и динамический КПД трансмиссии, учитывающие соответственно потери в трансмиссии на трение и разгон вращающихся масс
13	$v_а\dot{v}_а = \Delta N_{уд}\eta_{тр}^{общ}$	

позволяет легко определить компоненты уравнений динамики, особенно сложных систем. И уравнение силового баланса имеет вид формулы № 2 [1].

Н.А. Яковлев пошел еще дальше: силу инерции он назвал «силой сопротивления разгону» [3]. К сожалению, этот термин встречается и в работах современных авторов. Но тогда возникает вопрос: что произойдет с автомобилем, если «сила сопротивления разгону» станет равной нулю? По логике, он будет разгоняться мгновенно или находиться в состоянии равномерного движения. Наконец, фирма «Бош» тяговый баланс определяет как «уравнение равновесия между движущей силой и силами сопротивления движению» [4].

Между тем классическая механика утверждает: применяя метод Даламбера, следует иметь в виду, что он, как и основной закон динамики, относится к движению, рассматриваемому по отношению к *инерциальной системе отсчета*. При этом на точку механической системы, движение которой изучается, действуют *только* внешние и внутренние силы, которые возникают в результате взаимодействия точек системы друг с другом и с точками, не входящими в систему; и под действием этих сил точки системы и движутся с соответствующими ускорениями. Силы же инерции, о которых говорится в принципе Даламбера, на движущиеся точки не действуют, иначе эти точки находились бы в покое или *двигались без ускорений* и тогда не было бы и самих сил инерции.

Так что введение сил инерции — лишь удачный прием, позволяющий составлять уравнения динамики с помощью более простых методов статики. И не более того.

Таким образом, хотя уравнение силового баланса и позволяет легко определить его компоненты, но его, скорее, следовало бы назвать уравнением силового «дисбаланса», поскольку оно равновесию сил с позиций классической механики не отвечает.

Пагубность этого подхода заключается еще и в том, что многими авторами сила инерции P_j автомобиля воспринимается как активная сила, способная вызвать движение. Например, при объяснении механизма заноса автомобиля в процессе торможения P_j представляется [4] возмущающей силой, увеличивающей угол поворота продольной оси автомобиля при заблокированных задних колесах, и силой стабилизирующей — при заблокированных передних колесах. Хотя сила инерции — фиктивная реактивная сила и с точки зрения механики движущей силой быть не может.

Из сказанного выше становится совершенно очевидным, что понятие «тяговый (силовой) баланс автомобиля» необходимо уточнить в соответствии с законами классической механики.

На взгляд автора, тяговый (силовой) баланс возникает при равенстве движущей (тяговой) силы и суммарной силы сопротивления движению автомобиля, но сила его инерции здесь не участвует. Этот баланс может быть статическим, соответствующим состоянию покоя автомобиля, т. е. удержанию его на месте, и динамическим (динамическое равновесие), соответствующим движению автомобиля с постоянной скоростью по прямолинейному участку пути. Причем если статический силовой баланс устойчив, то динамический, как и всякое динамическое равновесие, неустой-

чив: для его удержания водителю необходимо постоянно управлять педалью подачи топлива, а при необходимости — переключать передачи, т. е. регулировать тяговую силу на ведущих колесах в соответствии с изменением суммарной силы сопротивления движению. Эта неустойчивость автомобиля связана, прежде всего, с изменением суммарной силы ΣP_c сопротивления движению (формула № 3).

Режим динамического тягового (силового) баланса характеризуется совокупностью точек на отрезке кривой (рис. 1) суммарного сопротивления движения автомобиля: при полной подаче топлива (работе двигателя на внешней скоростной характеристике) — точкой M, а при работе на частичной скоростной характеристике — точкой M'. Эти точки соответствуют динамическому балансу при постоянных линейных скоростях автомобиля v_1 и v_2 соответственно. Если же динамическое равновесие нарушается вследствие изменения силы ΣP_c, то получается семейство кривых динамического силового баланса (рис. 2). Причем эти кривые эквидистантны, поскольку сила ΣP_c изменяется, как правило, только за счет компоненты P_ψ.

Для поддержания линейной скорости автомобиля постоянной (v_a = const) изменение тяговой силы $P_к$ должно происходить по вертикали: в точках N_1, N_2, N_3 и N_4 осуществляется динамический силовой баланс автомобиля соответственно при $P_{\psi 1}$, $P_{\psi 2}$, $P_{\psi 3}$ и $P_{\psi 4}$, при котором справедливо равенство мощностей, отображаемое формулой № 4.

Из этой формулы можно определить удельную мощность двигателя, необходимую для получения силового баланса: ее дает формула № 5. Она говорит о том, что существующие методики определения максимальной мощности двигателя при проектировании автомобиля фактически используют условие получения силового динамического баланса при $v_a = v_{max}$. Однако в последние годы наблюдается значительный рост удельных мощностей двигателей ($N_{уд} = N_e/m_a$). Что означает: динамические свойства автомобилей, определяемые запасом мощности двигателей, необходимы не только для разгона и преодоления случайных дополнительных сопротивлений движения, но и для обеспечения приемистости АТС в городском цикле движения.

Чтобы определить величину запаса, необходимого для реализации желаемых динамических свойств (приемистости) автомобиля, нужно составить уравнение динамики (по аналогии с предыдущим — уравнение силового «дисбаланса»). Это формула № 6, а если в ней вынести ΣP_c за скобки, то — формула № 7. Входящее в нее отношение $P_к/\Sigma P_c$ автор назвал коэффициентом $K_д$ динамичности автомобиля. Очевидно, что $K_д = 1$ соответствует динамическому силовому (тяговому) балансу автомобиля, т. е. движению с постоянной скоростью. Превышение же этой величины характеризует динамичность автомобиля.

Коэффициент $K_д$ можно представить в виде отношения мощностей (формула № 8). Поэтому он одновременно характеризует и запас мощности двигателя, необходимый для обеспечения требуемой приемистости автомобиля.

Коэффициент $K_{изб}$ избытка мощности двигателя, идущей на разгон автомобиля, через $K_д$ выражается в

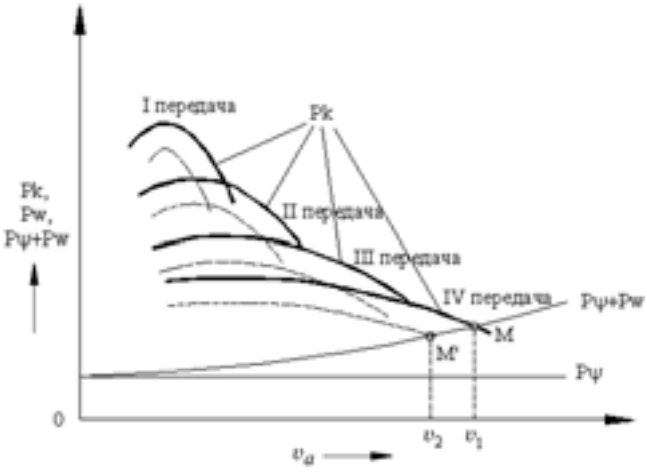


Рис. 1. Силовая характеристика автомобиля при работе его двигателя на внешней (сплошные линии) и частичной (штриховые линии) скоростных характеристиках

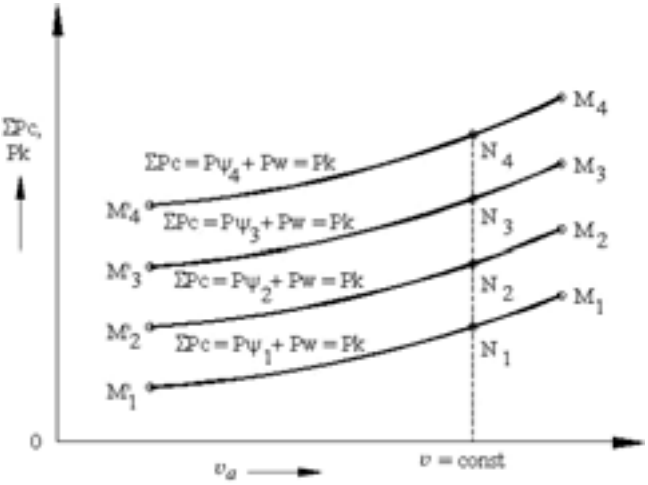


Рис. 2. Кривые динамического силового баланса при различных значениях Pψ

виде формулы № 9 и позволяет выделить из баланса мощностей ту составляющую, которая затрачивается на этот разгон. Тогда формула № 7 приобретает вид формулы № 10. И если теперь левую и правую части этой формулы умножить на v_a и учесть, что мощность на ведущих колесах автомобиля равна произведению мощности двигателя на КПД трансмиссии, то получается формула № 11.

Поскольку, далее, $\delta_{вр}$ учитывает увеличение силы, необходимой для разгона автомобиля за счет разгона его вращающихся масс, то величина $1/\delta_{вр}$, по сути, представляет собой динамический КПД трансмиссии, учитывающий потери мощности двигателя на разгон его собственных вращающихся масс и масс трансмиссии. Тогда формулу № 11 можно записать в виде формулы № 12.

Как видим, формула № 12 связывает между собой энергетические и динамические показатели автомобиля. Но из нее также легко определить дополнительную удельную мощность ($\Delta N_{уд}$) двигателя — из формулы № 13.

Выводы, вытекающие из сказанного, сводятся к следующему.

1. Понятие «тяговой (силовой) баланс», используемое в теории эксплуатационных свойств автомобиля при оценке его тягово-скоростных свойств, противоречит положениям классической механики, касающимся равновесного состояния системы (баланса сил).

2. Понятие «тяговый (силовой) баланс» должно относиться к состоянию покоя или равномерного прямолинейного движения автомобиля, когда его ускорение равно нулю.

3. Подход к равновесному состоянию движения автомобиля с уточненных позиций силового баланса позволил получить простейшую зависимость (см. формулу № 13) для определения дополнительной мощности двигателя, необходимой для разгона автомобиля в городском ездовом цикле.

Литература

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. — Л.: Машгиз, 1950. — 343 с.
2. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. — М.: Наука, 1968. — 480 с.
3. Яковлев Н.А. Теория и расчет автомобиля. — М.: Машиностроение, 1949. — 370 с.
4. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля при заносе. — М.: Изд-во АН СССР, 1945. — 144 с.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.4.077

Диагностирование тормозов автомобиля, оборудованного АБС

Канд. техн. наук В.С. МАЛКИН, А.Е. БУСЛАЕВ

Тольяттинский ГУ (8.8482. 26-66-15)

Предлагаемый способ дополняет предусмотренную в конструкции АБС опцию самодиагностики входящих в систему датчиков и электрических цепей, позволяя диагностировать состояние механических устройств — тормозных механизмов и связанных с ними элементов.

Ключевые слова: *диагностика, тормозная система, антиблокировочная система тормозов (АБС).*

Malkin V.S., Buslaev A.U.

DIAGNOSIS OF AUTOMOBILE BRAKES, EQUIPPED WITH ANTILOCK BRAKING SYSTEM

Proposed method complements provided in the ABS construction self-diagnosis option enclosed into the sensors and electrical chains system, making it possible to diagnose mechanical devices state - brake assemblies and elements connected with them.

Keywords: *diagnostics, braking system, anti-lock braking system (ABS).*

Все современные модели автомобилей оснащаются АБС, которая исключает в процессе торможения полную блокировку колес и непредсказуемую траекторию движения. Проверка тормозного управления при наличии АБС, согласно ГОСТ Р 51709—2001, может быть выполнена как в дорожных условиях, так и на тормозном стенде.

В первом случае автомобиль, движущийся по ровной горизонтальной дороге со скоростью выше порога отключения АБС (40 км/ч), затормаживают однократным нажатием на педаль тормоза в режиме экстренного торможения, определяя эффективность тормозов и равномерность их действия по траектории движения. При этом эффективность тормозной системы оценивают по тормозному пути до полной остановки, а неравномерность тормозных сил по колесам — по прямолинейности траектории и отсутствию следов «юза» колес. Во втором случае заторможенные колеса принудительно прокручиваются стендом, одновременно измеряя момент или тормозную силу на них.

К сожалению, оба эти способа недостаточно точны.

Так, проверка в дорожных условиях не позволяет своевременно и надежно диагностировать неисправности тормозных механизмов, поскольку автоматическое регулирование степени проскальзывания колес в направлении их вращения при исправной АБС нивелирует плохую работу тормозных механизмов. Проверка же на серийных стендах проводится поочередно для колес одной оси, когда колеса другой оси неподвижны, в связи с чем гидропривод АБС работает в «нештатном» режиме.

Учитывая это, авторы предлагают свой способ диагностирования, который, как показывают эксперименты, расширят возможности предусмотренной в конструкции АБС системы самодиагностирования, так как включает в программу не только алгоритм выявления неисправностей датчиков и электрических цепей, но и механических устройств — тормозных механизмов и связанных с ними элементов.

Идея предлагаемого способа состоит в том, что плохо работающий тормоз замедляет вращение колеса менее интенсивно, чем хорошо работающий. Иначе говоря, при торможении автомобиля до состояния колес на грани их блокирования, когда АБС начинает циклически сбрасывать давление жидкости в гидравлическом приводе тормозного механизма, колесо с плохо работающим тормозным механизмом приходит в состояние начала блокирования последним.

Правда, здесь есть одно «но». Блокирование колеса определяется не только тормозным механизмом, но и коэффициентом сцепления шины с дорогой, значения которого зависят от многих, в общем-то, случайных факторов — микропрофиля опорной поверхности, наличия на ней пыли, грязи, влаги, выпотеваний битума и т. п. Следовательно, моменты начала «сбрасывания»

давления в приводе тормозных механизмов тоже носят случайный характер. И, в принципе, может оказаться так, что исправный тормоз включит АБС позже неисправного.

Но это только на первый взгляд. Опыт свидетельствует: если тормозные механизмы всех колес исправны, то в несколько раз повторенных опытах торможения последовательность начала сбрасывания давления (она может быть выявлена подключенным к блоку управления АБС специальным тестером) будет определяться только состоянием дороги под конкретным колесом. То есть число случаев, когда каждое колесо блокирует первым, вторым или последним, будет примерно одинаковым; если же тормозной механизм какого-то колеса неисправен, то в опытах начнет просматриваться вполне закономерное отставание начала срабатывания АБС именно на этом колесе.

А далее, чтобы убедиться в статистической значимости полученного результата, следует рассчитать коэффициент конкордации полученных в опытах торможения последовательностей моментов начала срабатывания АБС [1, 2]. И если конкордация есть, то тормозной механизм колеса, блокирующегося последним, неисправен, а если ее нет, то и претензий к работе тормозных механизмов нет.

Таблица 1

№ автомобиля	№ опыта	Последовательность «сбрасывания» давления, m				$S_W = \sum_{i=1}^{m} S_{Wi}$
		переднее правое колесо	переднее левое колесо	заднее правое колесо	заднее левое колесо	
1	1	2	1	3	4	
	2	1	2	3	4	
	3	2	1	4	3	
	4	1	2	4	3	
	5	2	1	3	4	
	$\sum_{j=1}^{n} R_{ij}$	8	7	17	18	
	S_{Wi}	20,25	30,25	20,25	30,25	101
2	1	3	1	2	4	
	2	1	4	3	2	
	3	2	1	4	3	
	4	1	2	4	3	
	5	2	3	1	4	
	$\sum_{j=1}^{n} R_{ij}$	9	11	14	16	
	S_{Wi}	12,25	1,56	3,03	12,25	29,09

Примечание. $S_{Wi} = \left\{ \sum_{j=1}^{n} R_{ij} - \frac{n(m+1)}{2} \right\}^2$

Определение коэффициента конкордации и доверительной вероятности его значения может выполняться автоматически тестером по заложенной в нем расчетной программе.

Эффективность этого способа можно проиллюстрировать на конкретном примере — результатах пятикратного повторения опытов экстренного затормаживания с фиксацией тестером последовательностей начала сбрасывания давления в приводе тормозных механизмов колес двух автомобилей (табл. 1).

Для расчетов в качестве меры связи n последовательностей рангов с равным числом m в каждой последовательности М. Кендалл предложил рассчитывать коэффициент W конкордации по следующей формуле:

$$W = \frac{12 S_W}{n^2(m^3 - m)}, \text{ где } S_W = \sum_{i=1}^{m} \left\{ \sum_{j=1}^{n} R_{ij} - \frac{n(m+1)}{2} \right\}^2.$$

В нашем случае $n = 5$ — число опытов торможения автомобиля, а $m = 4$ — число его колес, R_{ij} — ранг, т. е. место в последовательности моментов начала «сбрасывания» давления в приводе тормозов.

Нетрудно заметить, что входящий в формулу параметр S_W, по сути, представляет собой сумму отклонений рангов от среднего значения, которое при равновероятном их распределении на интервале от единицы до m равно $(m + 1)/2$.

Величина W может варьироваться от нуля до единицы. При несогласованном порядке начала «сбрасывания» давления в приводе тормозов и их равновероятном распределении $\sum_{j=1}^{n} R_{ij} \to \frac{n(m+1)}{2}$ и $W \to 0$, а если ранги согласуются хорошо, то $W \to 1$.

Исходя из таблицы, коэффициент W для первого автомобиля равен $\frac{12 S_W}{n^2(m^3 - m)} = \frac{12 \cdot 101}{25(64-4)} = 0{,}808$, а по максимальной величине $\sum_{j=1}^{n} R_{ij} = 18$ можно считать, что наихудший из его тормозных механизмов — механизм заднего левого колеса. Самый же эффективно работающий — тормоз переднего левого колеса, так как именно он чаще всего срабатывает первым.

Коэффициент W у второго автомобиля значительно меньше: он равен $\frac{12 \cdot 29{,}09}{25(64-4)} = 0{,}23$. Меньше у него и разброс значений $\sum_{j=1}^{n} R_{ij}$.

Конечно, при ограниченном числе опытов статистически существует вероятность ошибочного вывода о величине коэффициента конкордации. Поэтому, чтобы оценить существенность полученных результатов, целесообразно воспользоваться специальной таблицей (табл. 2) значений критической суммы $S_{W(p)}$, приведенной в работе [1].

Как видим, для рассматриваемого примера ($m = 4$, $n = 5$) критическое значение $S_{W(p)}$ при доверительной

Таблица 2

n	Доверительная вероятность $p = 0{,}95$ при m					Доверительная вероятность $p = 0{,}99$ при m				
	3	4	5	6	7	3	4	5	6	7
3			64,4	103,3	157,3			75,6	122,8	185,6
4		49,5	88,4	143,3	217,0		61,4	109,3	176,2	265,0
5		62,6	112,3	182,4	276,3		80,5	142,8	229,4	343,8
6		75,7	136,1	281,4	335,2		99,5	176,1	282,4	422,6
8	48,1	101,7	183,7	299,0	453,1	66,8	137,4	242,7	388,3	579,9
10	60,0	127,8	231,8	376,7	571,0	85,1	175,3	309,1	494,0	739,0
15	89,8	192,9	349,8	570,5	864,9	131,0	269,8	475,2	758,2	1129,5
20	119,7	258,0	468,5	764,4	1158,7	177,0	364,2	641,2	1022,2	2521,9

вероятности 0,95 равно 62,6, а при доверительной вероятности 0,99—80,5.

Таким образом, поскольку у первого автомобиля $S_W = 101$, а 101 больше 80,5 в 99 случаях из 100, то можно утверждать, что по результатам диагностирования тормоз левого заднего колеса неисправен, работа тормоза заднего правого колеса тоже неэффективна. Претензий же к работе тормозов всех колес второго автомобиля нет: ведь коэффициент W гораздо меньше $S_{W(p)}$, т. е. $29{,}09 \ll 80{,}5$ и $29{,}09 < 62{,}6$.

Для реализации предлагаемого способа диагностирования тормозов автомобиля, оборудованного АБС, необходимо выполнить следующее.

1. Ввести в диагностический тестер дополнительную опцию, позволяющую фиксировать моменты начала «сбрасывания» давления в приводах тормозов и запоминать последовательность этих моментов по всем колесам.

2. Предусмотреть в нем также программу расчета коэффициента конкордации зафиксированных последовательностей моментов начала «сбрасывания» давления в приводах тормозов по нескольким (например, пяти) торможениям и оценки его доверительной вероятности.

3. Подключить тестер к блоку управления АБС и в соответствии с требованиями ГОСТ Р 51790—2001 выполнить установленное в тестере число опытов (экстренных торможений) автомобиля.

4. Оценить эффективность тормозного управления по тормозному пути или установившемуся замедлению автомобиля (при наличии соответствующего датчика), а если тестер обнаружит неэффективно работающие тормозные механизмы, по его показаниям выявить плохо затормаживаемые колеса.

Литература

1. Кобзарь А.И. Прикладная математическая статистика. Для инженеров и научных работников. — М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. — 816 с.
2. Кэндэлл М. Ранговые корреляции. — М.: Статистика, 1975. — 416 с.

УДК 621.43-43

Электронные системы впрыскивания топлива

Д-р техн. наук И.Ф. ДЬЯКОВ, канд. техн. наук В.М. ПЕТРОВ

Ульяновский ГТУ (8.8422. 41-20-88)

Современные автомобили с бензиновыми двигателями оснащены электронной системой впрыскивания топлива. Но, к сожалению, степень унификации таких систем небольшая, что затрудняет их эксплуатацию и прежде всего — их техническое обслуживание. Тем более что по многим из них фактически нет хорошо отработанных методических пособий и инструкций. Это побудило авторов предложить вниманию читателей результаты выполненного ими анализа таких систем.

Задача, которую решает любая система электронного впрыскивания, та же, что и у карбюратора: обеспечить состав топливовоздушной смеси, соответствующий заданному водителем режиму работы двигателя. Но решают они ее по-разному. Карбюратор — за счет изменения разрежения у топливных распыливающих отверстий, система впрыскивания — изменением продолжительности подачи топлива за один цикл работы двигателя. Причем топливо может подаваться и так, как это делает карбюратор, т. е. поток воздуха на входе в двигатель (центральный впрыск), и через форсунки, установленные в каждом цилиндре (распределенный или групповой центральный впрыск).

При центральном впрыске топливо может подаваться в зависимости от модификации системы либо непрерывно, либо импульсами различной продолжительности и частоты, и за импульс может быть подана полная порция топлива или ее часть, обычно половина. Распределенный впрыск всегда импульсный, синхронный.

Оптимальная доза топлива при любом варианте исполнения системы впрыскивания зависит от абсолютного давления (разряжения) во впускной системе, частоты вращения коленчатого вала, расхода и температуры всасываемого воздуха, а также угла открытия

дроссельной заслонки. Обеспечивает эту оптимальность электронная часть системы, которая может работать или по жесткой, наперед заданной программе (системы с программным управлением), или по программе, способной самонастраиваться при изменении каких-то внешних условий (системы с автоматической адаптацией). Есть еще и так называемые экстремальные системы управления.

Наиболее распространенные из таких систем в настоящее время — системы программного типа. Обязательный элемент их конструкции — постоянное запоминающее устройство (ПЗУ), где хранится характеристика управления (программа включения-выключения электромагнитных форсунок в зависимости от режимов работы двигателя).

Принцип работы программных систем следующий. Они получают информацию с датчиков, установленных на двигателе, которая характеризует его рабочий режим; обрабатывают эти сигналы в аналого-цифровых преобразователях и направляют их в ПЗУ; выбирают из ПЗУ информацию, связанную с определенным режимом работы двигателя; сравнивают ее с информацией, полученной от датчиков; при несовпадении данных преобразуют сигналы рассогласования в удобную для работы исполнительных механизмов форму (аналоговые сигналы); обрабатывают исполнительными механизмами (форсунками) программу, характеризующую данный режим работы двигателя.

Давление, под которым топливо подается в форсунки, остается все время постоянным. Поэтому количество впрыскиваемого в цилиндр топлива определяется временем, в течение которого форсунка находится в открытом состоянии.

Структурная схема программной электронной системы впрыскивания бензинового двигателя приведена на рис. 1. Работает она следующим образом.

Информация о частоте вращения коленчатого вала двигателя поступает с датчика *2* и с датчика *1* положения дроссельной заслонки в аналого-цифровые преобразователи *4* и *5*. Преобразованные в них сигналы, а также импульсы постоянной частоты, необходимые для работы последних, в двоичном коде подаются на адресные входы постоянного запоминающего устройства *6*, с выхода которого снимается сигнал (тоже в виде двоичного кода) и преобразуется в устройстве *8* в сигнал интервала времени, пропорционально требуемому для работы двигателя количеству топлива. Преобразование двоичного кода синхронизируется от устройства *7* синхронизации. Тактовый генератор *3* формирует импульсы постоянной частоты для преобразователей.

На входы устройства *8*, кроме того, поступает информация от датчиков температуры охлаждающей жидкости (*9*) и всасываемого воздуха (*13*), а также датчика *11* абсолютного давления, которые нужны для коррекции интервала времени, в течение которого форсунка должна быть открыта. Сигнал преобразователя *8* усиливается в усилителе мощности *10* и подается на электромагнитные форсунки *12*.

Системы управления впрыскиванием топлива очень часто объединяются с другими системами. Например,

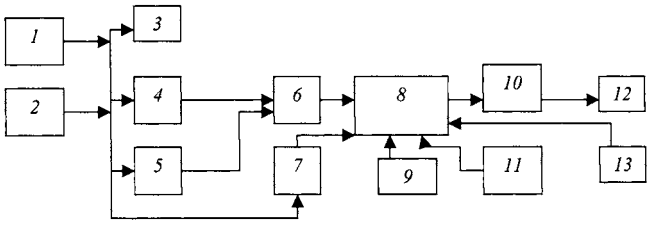


Рис. 1. Структурная схема программной электронной системы впрыскивания топлива:

1 — датчик положения дроссельной заслонки; *2* — датчик частоты вращения коленчатого вала; *3* — тактовый генератор; *4* и *5* — аналого-цифровые преобразователи; *6* — постоянное запоминающее устройство; *7* — устройство синхронизации; *8* — устройство преобразования сигнала с ПЗУ в сигнал интервала времени; *9* — датчик температуры охлаждающей жидкости; *10* — усилитель мощности; *11* — датчик абсолютного давления; *12* — форсунка; *13* — датчик температуры всасываемого воздуха

на автомобилях УАЗ-31516 эта система объединена с микропроцессорным управлением топливоподачей, зажиганием и нейтрализатором отработавших газов. Что обеспечивает: фазированный многоточечный впрыск бензина во впускной трубопровод двигателя, управление системой зажигания и ориентированную работу системы нейтрализации отработавших газов в зависимости от окружающих условий, режима работы и состояния двигателя.

В состав данной системы входят блок управления на основе микропроцессора МИКАС-5.3У; устройство управления мод. БУМ-Р4; сеть датчиков: массового расхода воздуха, углового положения дроссельной заслонки; температуры всасываемого воздуха; температуры охлаждающей жидкости; электромагнитный (индуктивный) положения коленчатого вала, начала отсчета частоты вращения коленчатого вала и начала отсчета угловых импульсов, положения распределительного вала, давления топлива; электромагнитные форсунки; роликовый электробензонасос коловратного типа; регулятор давления топлива (мембранный перепускной клапан); коммутатор зажигания, установленный в цепи первичных обмоток катушек зажигания; двухвыводные катушки зажигания; свечи; дроссельное устройство; фильтры грубой и тонкой очистки топлива.

В контроллере имеется три вида памяти — оперативное запоминающее устройство (ОЗУ), являющееся блокнотом для временного хранения значений измененных параметров, необходимых для расчетов и промежуточной информации; программируемое постоянное запоминающее устройство (ППЗУ) с общей программой последовательности рабочих программ-команд и различной комбинированной информацией; электрически программируемое запоминающее устройство (ЭПЗУ), в котором временно хранятся коды-пароли различных систем. При этом ОЗУ — энергозависимое устройство, т. е. информация, содержащаяся в нем, при выключении бортовой сети полностью стирается. ППЗУ и ЭПЗУ, наоборот, энергонезависимы, т. е. записанная в них информация может храниться сколь угодно долго. И считываться, естественно.

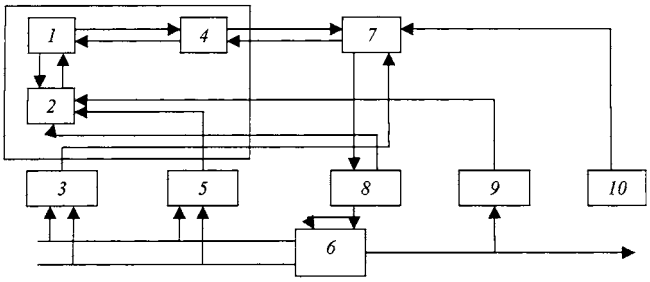


Рис. 2. Обобщенная блок-схема электронной системы управления двигателем с устройствами связи, согласования и контроля:

1 — электронный блок управления; *2* — устройство согласования и объединения интерфейсов; *3* и *10* — автономные устройства контроля работы системы регистрации информации о состоянии системы «автомобиль»; *4* — устройство связи с системами автомобиля; *5* — датчик информации состояния системы «автомобиль» на входе; *6* — двигатель; *7* — водитель; *8* — подсистема впрыскивания топлива; *9* — датчик кислорода

В процессе экстремального управления оценивается влияние управляющего воздействия на эксплуатационные характеристики двигателя и на этой основе формируется управляющий сигнал, обеспечивающий максимальное значение регулируемого параметра.

Наиболее известным разработчиком и изготовителем электронных систем управления впрыскиванием топлива считается фирма «Бош». И не без оснований: такими системами они занимаются уже много лет, поэтому ее продукция отличается высокими надежностью и эффективностью. Например, сейчас она поставляет автозаводам многих стран мира систему «КЕ-Етроник» — модификацию хорошо оправдавшей себя механической системы «К-Етроник» постоянного впрыскивания, оснащавшейся электронным блоком управления «Е-Электроник». Данную систему фирма предлагает в нескольких вариантах — для управления только системой впрыскивания и для управления несколькими подсистемами (впрыскивания, зажигания, фазами газораспределения, самодиагностики и др.).

В системе «КЕ-Етроник» улучшена не только ее электронная, но другие части. Так, механический регулятор управляющего давления заменен электрогидравлическим; на рычаге расходомера воздуха установлены потенциометр и выключатель положения дроссельной заслонки. Первый из них сообщает электронному блоку управления информацию о положении напорного диска расходомера воздуха, второй — о крайних и промежуточных положениях воздушной заслонки, а также о скорости ее открытия или закрытия. Благодаря этому система лучше оптимизирует дозирование топлива, обеспечивая высокую топливную экономичность двигателя на частичных нагрузках, минимальную токсичность отработавших газов на всех режимах и хорошую динамику автомобиля при полной нагрузке.

Исполнительным органом, непосредственно регулирующим количество подаваемого системой «КЕ-Етроник» в двигатель топлива, является дозатор-распределитель, который получает команды, как уже упоминалось, от расходомера воздуха и электрогидравлического регулятора управляющего давления. Последние, в свою очередь, срабатывают от электронного блока управления по сигналам датчиков температуры охлаждающей жидкости, выключателя положения дроссельной заслонки и частоты вращения коленчатого вала. Причем электронный блок учитывает не только угол отклонения педали «газа», но и нагрузку. То есть различает, ускорение ли это движения автомобиля или просто увеличение частоты вращения коленчатого вала на режиме холостого хода. Например, в случае полной нагрузки сигнал от выключателя положения дроссельной заслонки поступает в блок управления, и он уже через регулятор управляющего давления дозатора-распределителя обогащает смесь.

Разработкой и производством впрысковых топливных систем занимаются и другие фирмы, в том числе российские. Но структура их изделий, по сути, та же, что и у продукции фирмы «Бош». В нее всегда входят (рис. 2) электронный блок управления, устройства связи с системами автомобиля, согласования и объединения интерфейсов, контроля системы регистрации информации состояния системы «автомобиль», подсистема впрыскивания топлива и т. д. И все они, в большей мере, обладают одним и тем же преимуществом перед карбюраторной системой — возможностью корректировать количество впрыскиваемого топлива в зависимости от режима работы двигателя и автомобиля. Например, увеличивать количество подаваемого топлива во время прогрева холодного двигателя в зимнее время; уменьшать его после пуска и прогрева для стабилизации частоты вращения коленчатого вала; обеспечивать хорошую приемистость при любой температуре охлаждающей жидкости; поддерживать близким к стехиометрическому соотношение «воздух—топливо» и т. д. Другими словами, электронные системы впрыскивания — новый, более высокий технический уровень. Причем все они выполнены, по сути, по одинаковым схемам. Так что знание любой из них позволяет работать и со всеми другими. Ведь разница между ними лишь в частностях: числе и расположении контактов в разъемах, расположении датчиков и их типе, наличии или отсутствии мест подключения приборов, применяемых при ТО и ТР, и т. д.

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 621.923

Криволинейное суперфиниширование шеек коленчатого вала

Канд. техн. наук А.Н. ТЮРИН

Западно-Казахстанский АТУ имени Жангир-хана (8-7112. 50-10-10)

Рассмотрены вопросы влияния технологических факторов на качество обрабатываемой поверхности шеек коленчатого вала при использовании способа криволинейного суперфиниширования.

Ключевые слова: *суперфиниширование, шейки коленчатого вала, криволинейное суперфиниширование, выпуклость, вогнутость, площадка, конусообразность.*

Turin A.N.

CURVILINEAR METHOD OF CRANKSHAFT JOURNALS SUPER FINISH GRINDING

The questions of technological factors influence on crankshaft journal work surface quality while using super finish grinding method are investigated.

Keywords: *super finish grinding, crankshaft journals, curvilinear super finish grinding, swelling, grinding face, incuvation, taper.*

В процессе суперфинишной обработки шеек коленчатого вала ДВС необходимо, как известно, не только снять заданный припуск, но и обеспечить заданную шероховатость, а также сформировать оптимальный геометрический профиль (выпуклости) обрабатываемой поверхности.

Способов решения данной задачи предложено очень много. Однако ни один из них, как показывает опыт, нельзя отнести к числу исчерпывающих. Поэтому автор, проанализировав влияние технологических факторов на качество обрабатываемой поверхности шеек, предлагает свой способ — криволинейное суперфиниширование, который, по его мнению, дает более интересные, чем другие способы, результаты.

Его сущность заключается в следующем.

К детали *1* (рис. 1), установленной на шпинделе станка (на рисунке не показан) и вращающейся вокруг своей оси с частотой $n_б$, с силой P_y поджимается прямоугольный абразивный брусок *2*, закрепленный в инструментальной головке *4* с помощью державки *3*. Эта державка, в свою очередь, в инструментальной головке *4* установлена шарнирно и может свободно поворачиваться вокруг оси *5*, расположенной перпендикулярно оси вращения коленчатого вала.

Инструментальной головке *4* сообщается возвратно-поступательное (осциллирующее) движение с амплитудой *S*. При этом сила P_y не дает возможность бруску поворачиваться под действием тангенциальной силы, направленной вокруг оси *5*. Но в конце каждого хода головки *4* державка *3* упирается в упор *6*, под действием чего державка *3* вместе с бруском *2* поворачивается вокруг оси *5* относительно образующей поверхности детали *1* на угол α.

На крайних участках обрабатываемой поверхности при повороте бруска его давление на нее повышается, что препятствует возникновению заусенцев и способствует образованию выпуклого заданного профиля. Кроме того, брусок самоочищается от стружки и шлама и поэтому на протяжении всей операции сохраняет высокую работоспособность.

Для предлагаемого способа, естественно, нужна и соответствующая ему инструментальная головка.

Чтобы ее создать, автор провел серию экспериментальных исследований процесса криволинейного суперфиниширования. И в итоге разработал такую головку. Однако исследования позволили решить не только эту чисто практическую задачу, но и подтвердили теоретические предпосылки использования энергетического показателя в качестве универсального показателя качества обработки поверхности при суперфинишировании.

Так, при реальной обработке второй коренной шейки коленчатого вала брусками зернистостью М14 с радиусом $r_б$ профиля, равным 140 мм, в режимах

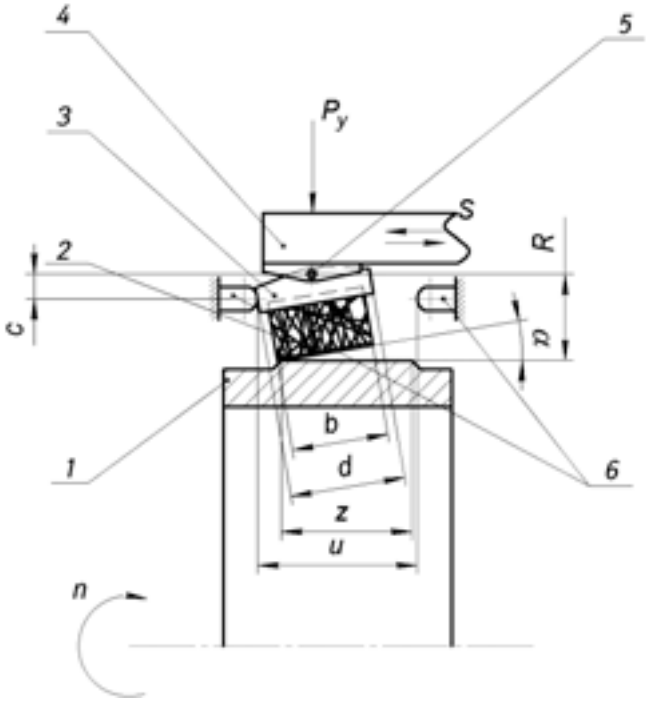


Рис. 1. Способ криволинейного суперфиниширования:
1 — шейка коленчатого вала; *2* — прямоугольный абразивный брусок; *3* — державка; *4* — инструментальная головка; *5* — ось вращения; *6* — упоры

ϑ_d = 470 мм/с, ϑ_{bo} = 1310 мм/с, n_b = 4 Гц средние значения съема q припуска металла в случае криволинейного суперфиниширования составляют (линия *3* на рис. 2): при P_y = 520 Н − 0,0139 мм, P_y = 640 Н − 0,0172 мм и P_y = 800 Н − 0,022 мм. Расчетные же показатели съема припуска с использованием энергетического показателя резания при тех же режимах настройки параметров технологического процесса приведены на рис. 3. Как видим, они отличаются на 1,5—2 %.

При угловом суперфинишировании величина съема припуска возрастает, по сравнению с обычным классическим суперфинишированием, в среднем на 37 %, а при криволинейном — на 65 %. Причем с увеличением зернистости инструмента при прочих равных условиях наблюдается резкий рост съема, поскольку увеличивается объем снимаемой стружки и улучшаются условия очистки пор круга (линия *4* на рис. 2).

Экспериментальные исследования показали, что выпуклый профиль обрабатываемой поверхности шеек, у которых исходная поверхность прямолинейная, после обычного шлифования, как правило, становится вогнутым или конусообразным. И эти отклонения затем приходится устранять. Но при стандартных техно-

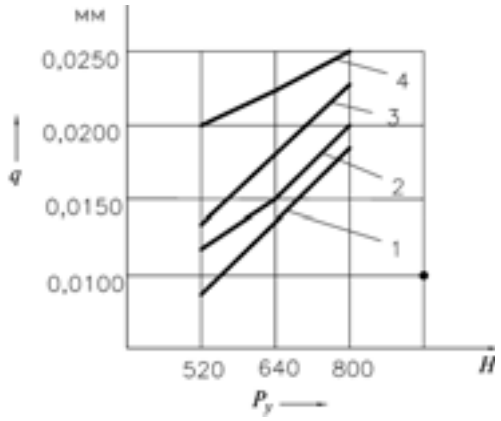


Рис. 2. Зависимость съема припуска от силы бруска и способа суперфиниширования:
1 — обычное; *2* — угловое; *3* — криволинейное при зернистости бруска М11; *4* — криволинейное при зернистости бруска М28

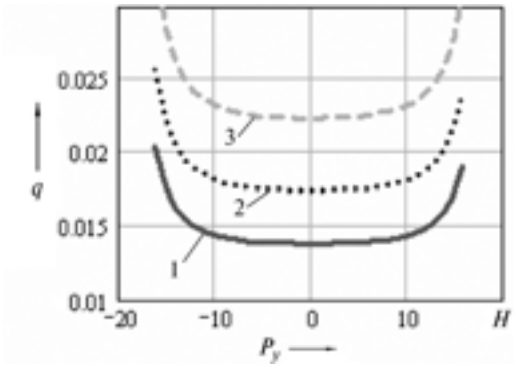


Рис. 3. Теоретическая зависимость съема припуска q от силы прижима бруска:
1 — P_y = 520 Н; *2* — P_y = 640 Н; *3* — P_y = 800 Н

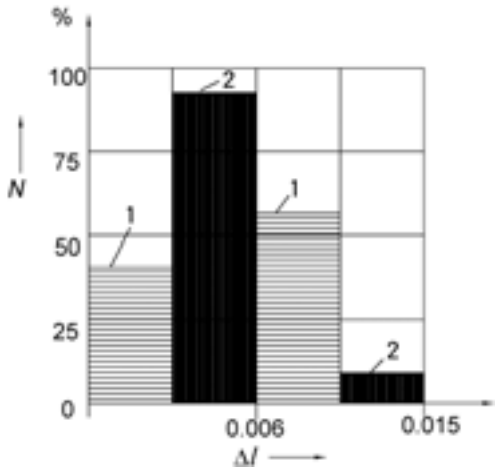


Рис. 4. Гистограмма изменения величины вогнутости при корректировке геометрической формы шейки коленчатого вала с вогнутости на «площадку» при обычном (1) и криволинейном (2) суперфинишировании

логических режимах обработки (P_y = 520 Н, r_b = 140 мм, зернистость бруска — М14), например, вогнутость профиля удается в лучшем случае превратить в площадку, а в худшем — уменьшить до приемлемой по ТУ. Достаточно сказать, что при корректировке профиля с вогнутого на площадку среднее значение вогнутости составляет 0,008 мм. При криволинейном же суперфинишировании — лишь 0,0055 мм. При этом в случае обычного суперфиниширования число N шеек, имеющих вогнутость Δl от 0 до 0,006 мм, составляет (рис. 4) 42 %, а у 58 % она находится в пределах от 0,006 до 0,015 мм. При криволинейном же суперфинишировании процент шеек, имеющих вогнутость в пределах допуска, равен 88 %, что в 2,1 раза выше, чем при обычном суперфинишировании. И только у 12 % шеек величина вогнутости и конусообразности превышает допускаемое значение.

Аналогичные результаты получены и при корректировке профиля шейки с конусообразного на площадку.

При обработке криволинейным суперфиниширование число шеек, имеющих вогнутый и конусообразный профили, значительно уменьшилось, а имеющих профиль «площадка» — увеличилось на 37 %. То есть при обработке качающимся бруском около половины обработанных шеек изменили свой профиль с вогнутого и конусообразного на профиль «площадка».

В результате экспериментальных исследований автор получил следующую эмпирическую модель влияния режимных факторов обработки на съем припуска q при криволинейном суперфинишировании: $q = 0{,}0179 + 0{,}0025n_b + 0{,}00425P_y$. Ее адекватность подтверждена и при изменении частоты осцилляции коленчатого вала и силы прижима брусков (при r_b = = 140 мм, зернистости бруска М14 и T = 6/3 с). Это говорит о том, что регулируя $n_б$ и P_y, можно управлять процессом, исходя из наиболее экономичных режимов работы оборудования, оцениваемых универсальным энергетическим показателем — энергией резания.

УДК 629.11.012.85.001.4

О режимах стендовых испытаний рессор АТС в соответствии с ГОСТ Р 51585—2000

Н.Ф. ТАЛАНЦЕВ

ОАО «ЧМЗ» (8.3425-66-47-54)

Рассмотрен вопрос актуальности модернизации ГОСТ Р 51585—2000 в части условий стендовых циклических испытаний листовых рессор. Приведены примеры альтернативных подходов в стандартах Италии, Швеции и Индии, полностью основанных на динамике изменения нагрузок на рессору в подвеске транспортных средств.

Ключевые слова: *листовая рессора, стендовые испытания, циклическая долговечность.*

Talantzev N.F.

ABOUT MODES FOR SPRING BENCHMARK TESTS OF ATC ACCORDING TO GOST R 51585—2000

The urgency of GOST R 51585—2000 modernization in the part of conditions of leaf spring cyclic benchmark tests is considered. In support of the above, Alternative approaches used in standards in Italy, Sweden and India are mentioned, which are based on the dynamics of changing of spring load in the suspension transportation vehicle there are.

Keywords: *leaf spring, benchmark tests, cyclic endurance.*

Современное рессорное производство на российских предприятиях при расширении номенклатуры и выходе на международные рынки сталкивается с серьезным препятствием: продукцию нельзя продать, если она не сертифицирована; нельзя сертифицировать, если она не испытана; нельзя испытать, если нет методик испытаний; нельзя разработать такие методики, если нормативная документация, на базе которой они должны быть созданы, не только устарела и не соответствует требованиям современных западных стандартов, но и не совсем пригодна для испытаний продукции современных конструкций.

Типичный пример последнего — ГОСТ Р 51585—2000. Он претендует на нормирование технических условий производства мало- и многолистовых рессор. Но «по умолчанию» речь в нем идет исключительно о полуэллиптических одинарных рессорах с линейной упругой характеристикой. Хотя хорошо известно, что современная гамма конструкций рессор этим не ограничивается: рессоры могут быть консольными, комбинированными, составными, да и просто одинарными с нелинейной упругой характеристикой. Все они, очевидно, выпадают из зоны действия стандарта, что становится серьезным препятствием для их производства.

Однако недостатки ГОСТ Р 51585—2000 узостью сферы его применения не исчерпываются. Еще более важная его проблема — рекомендуемая методика стендовых испытаний рессор. Не останавливаясь на всех параметрах режима таких испытаний, узаконенных стандартом, обратим внимание только на ключевой из них — ход S испытательного стенда: несмотря на различие конструкций рессор (рис. 1), этот ход, согласно ГОСТ, определяется из условия, что амплитуда изменения динамических напряжений σ_α при циклических испытаниях рессоры в заделке стремянками во всех случаях должна быть равна ±300МПа (3000 кгс/см^2). Причем формула № 1 (см. таблицу) для определения S

№ формулы	Формула	Примечания
1	$S = \dfrac{2\sigma_\alpha}{\sigma_у}$	σ_α — амплитуда динамических напряжений; $\sigma_у$ — удельное напряжение относительно прогиба рессоры (изменение напряжения при изменении прогиба на единицу размера)
2	При: $F_з(\sigma) = \dfrac{\sigma}{\sigma_у} \Rightarrow$ $S = F_з(\sigma_{max}) - F_з(\sigma_{min})$ где: $\sigma_{max} = \sigma_{ст} + \sigma_\alpha$; $\sigma_{min} = \sigma_{ст} - \sigma_\alpha$	$\sigma_{ст}$ — статическое напряжение в материале рессоры при контрольной (номинальной статической) нагрузке $P_к$, задаваемой разработчиком АТС; $F_з(\sigma)$ — функция зависимости прогиба рессоры с заделкой стремянками от напряжений
3	$\sigma_{ст} = P_к \dfrac{L_р}{4W} = P_к \dfrac{L_{р_1} L_{р_2}}{L_р W}$	$L_р$, $L_{р_1}$, $L_{р_2}$ — продольные переменные (см. рис. 1); W — момент сопротивления по растянутой стороне в центральном сечении образца материала при испытании на усталость
4	$\sigma^{(1)}_{ст_{сред}} = P_к \dfrac{L_{р_1} L_{р_2}}{L_р \Sigma W_i}$	ΣW_i — сумма моментов сопротивления по растянутой стороне листов рессоры в центральном ее сечении
5	$\sigma^{(2)}_{ст_{сред}} = P_к \dfrac{L_{р_1} L_{р_2}}{L_р \Sigma W_i} \sqrt[3]{C/C_з}$	C — жесткость рессоры без заделки стремянками, рассчитанная по упругой характеристике; $C_з$ — жесткость рессоры с заделкой стремянками, рассчитанная по упругой характеристике
6	$\sigma^{(3)}_{ст_{max}} = P_к \dfrac{L_{р_1} L_{р_2} Z_{max}}{L_р \sum_i^n J_i}$	Z_{max} — расстояние от центра тяжести до кромки, работающей на растяжение сечения листа максимальной толщины; $\sum_i^n J_i$ — сумма моментов инерции листов в центральном сечении рессоры
7	$\sigma^{(4)}_{ст_{max}} = P_к \dfrac{L_{р_1} L_{р_2} Z_{max}}{L_р \sum_i^n J_i} \sqrt[3]{C/C_з}$	—
8	$S = F_з(P_{max}) - F_з(P_{min})$	$F_з(P)$ — функция зависимости прогиба рессоры с заделкой стремянками от нагрузки (упругая характеристика рессоры в подвеске АТС), определяемая в ходе статических стендовых испытаний рессоры

основана на линейной связи (через коэффициент $1/\sigma_y$) диапазонов изменений деформаций $F_з$ рессоры в заделке стремянками и напряжений σ. Но из этой связи легко получить другое (формула № 2) каноническое выражение хода испытательного стенда, известное из методики усталостных испытаний материалов [1]. Такая взаимная трансформация формул № 1 и 2 говорит о том, что методика стендовых испытаний рессор на циклическую долговечность, узаконенная ГОСТом, тождественна методике усталостных испытаний материалов. То есть разработчики ГОСТа не увидели принципиальной разницы между определением свойств материала и долговечностью машиностроительного изделия (рессоры). Однако эта разница есть, причем весьма существенная.

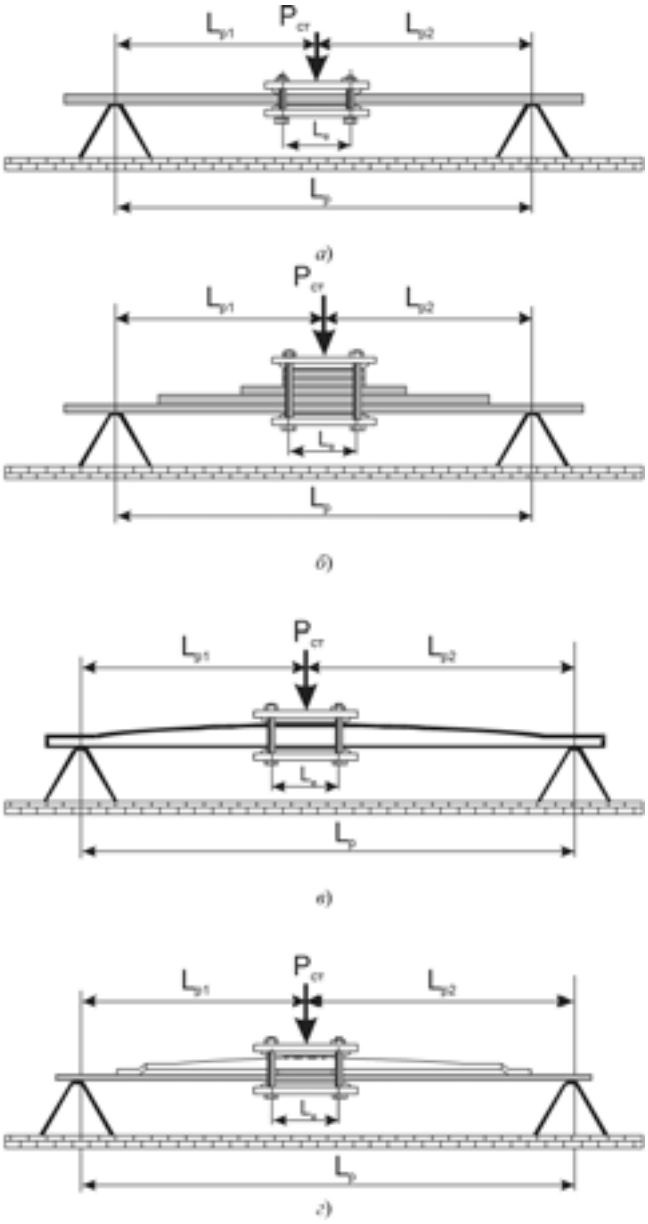


Рис. 1. Расчетные схемы нагружения рессорного листа постоянного профиля (а), многолистовой (б), однолистовой параболической (в) и комбинированной (г) рессор

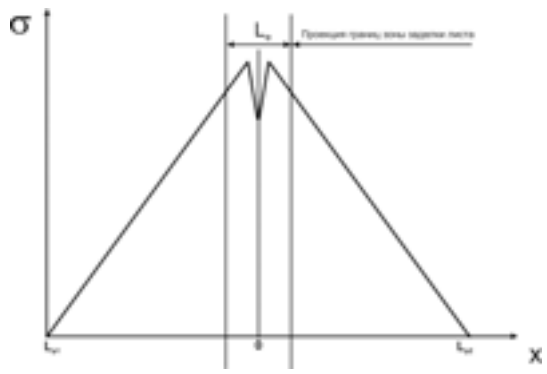


Рис. 2. Эпюра напряжений для листа, схема испытаний которого приведена на рис. 1, а

Усталостные испытания материалов универсальны и не зависят от условий работы образцов вне этих испытаний. Значит, стендовая долговечность, определяемая при таком режиме испытаний, никоим образом не может быть связана с результатами дорожных испытаний листовых рессор. Этот вывод чрезвычайно важен! Ведь ГОСТ считает, что циклические стендовые испытания рессор — средство отражения надежности их работы именно в дорожных условиях. Чего, как видим, на самом деле нет.

Второе очевидное следствие вытекает из утверждения о линейности связи между прогибом и напряжениями: постоянство величины σ_y, действительно, может соответствовать исключительно линейному участку упругой характеристики рессоры. Но, согласно результатам исследований [2], таким может быть только участок упругой характеристики плоского или около того положения рессоры. Следовательно, если даже рессора полуэллиптическая и одинарная, но имеет при двух скользящих концах большую стрелу выгиба и малый радиус кривизны, то ее упругая характеристика обязательно нелинейна, и условия применения ГОСТа невыполнимы.

Еще одно существенное различие условий испытаний образцов материалов и листовых рессор связано с методикой определения статических $\sigma_{ст}$ напряжений.

Как видно из формулы № 2, величина $\sigma_{ст}$ является одной из двух (σ_{max} и σ_{min}) компонент напряжения, относительно которой определяется прогиб. Для образца материала при испытании на усталость в случае равенства и неравенства (асимметрии) его плеч $\sigma_{ст}$ вычисляется по формуле № 3, а при переходе к испытанию последняя принимает вид формулы № 4, дающей среднее напряжение в центральном сечении рессоры.

Но это еще не та формула, которую оговаривает стандарт. Приведенная в нем формула, которая вытекает из эпюры (рис. 2) напряжений, соответствующей испытанию листа (рис. 1, *а*), свидетельствует о том, что пики напряжений здесь не совпадают с координатами точки приложения нагрузки. Что связано с влиянием заделки рессоры стремянками, которое учтено в формуле № 5 определения статического напряжения. При этом влияние заделки рассматривается как сокращение длины плеча изгибающего момента и сме-

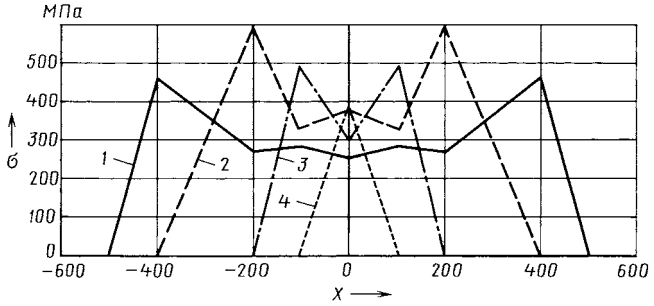


Рис. 3. Эпюра напряжений для пятилистовой рессоры, схема испытаний которой приведена на рис. 1, б (X — расстояние от центрального сечения полуэллиптической рессоры с двумя скользящими концами):

1 — первый лист; *2* — второй лист; *3* — третий лист; *4* — четвертый и пятый листы (их эпюры совпадают)

щение критического сечения от центрального сечения в сторону точек контакта с опорами, что обеспечивает совпадение с этими сечениями мест поломки листа. Иначе говоря, методику расчета, принятую ГОСТом, по отношению к испытанию отдельного листа, если эти испытания предполагают оценку усталости металла, можно считать корректной. Однако с практической точки зрения использование отдельного листа постоянного профиля в качестве самостоятельной рессоры иррационально, поскольку коэффициент использования материала упругого элемента не будет превышать 11 %, тогда как у идеальной по конструкции рессоры он достигает 33 %.

Эпюры напряжений для пятилистовой рессоры, схема испытаний которой приведена на рис. 1, *б*, показана на рис. 3. Из него следует, что координаты доминирующих пиков напряжений не совпадают с определяемыми по ГОСТ координатами максимальных изгибающих моментов. Это подтверждает и практика — лишь в очень редких случаях места разрушения листов совпадают с местами максимального изгибающего момента. Чаще всего разрушения вызывают факторы, связанные с расположением локальных пиков напряжений или с особенностями производства листов.

Обращает на себя внимание и тот факт, что последний лист рессоры удвоен. Это указывает на возможность изменения параметров центрального сечения многолистовой рессоры без особых изменений свойств рессоры как таковой. Иначе говоря, на возможность локального упрочнения и независимость конструирования центрального участка рессоры от его рабочей части.

Эта же возможность свойственна и рессорам из листов параболического профиля, что подтверждает рис. 4, на котором приведена эпюра напряжений однолистовой параболической рессоры, схему испытаний которой иллюстрирует рис. 1, *в*: на рабочем (параболическом) участке рессоры доминируют напряжения, абсолютно не связанные с расчетным сечением, рекомендуемым ГОСТом. Наоборот, зона заделки, располагаемая на части центрального участка постоянной толщины, за счет специально заданной увеличенной его толщины имеет низкие напряжения, что исключает эту зону как фактор, определяющий долговечность рессоры.

Из всего сказанного можно сделать вывод: стендовые испытания листовых рессор по определению циклической долговечности не имеют ничего общего с испытаниями материала на усталостную прочность: факторы, определяющие циклическую долговечность, связаны не только с материалом листов, но также и с конструктивными и производственными особенностями рессоры.

Таким образом, налицо несостоятельность методических подходов к определению величины хода *S* пресса при стендовых циклических испытаниях рессоры на долговечность, узаконенных ГОСТ Р 51585—2000. Причем даже по отношению к листовым рессорам, на конструкции которых ГОСТ должен быть распространен. И причина этой несостоятельности заключается, как уже упоминалось ранее, в «механическом» переносе его разработчиками в методику испытания рессор принципов и методов стендовых испытаний материалов на усталость. Следовательно, рекомендациям ГОСТ Р 51585—2000 можно придерживаться только при испытании отдельных листов рессор, причем исключительно — с целью определения усталостной долговечности их материала.

Есть и еще одно обстоятельство, не позволяющее использовать методы испытания материала на усталость в циклических стендовых испытаниях рессор. Оно заключается в неопределенности понятия «статическое напряжение в рессоре».

Начинается эта неопределенность с неоднозначности принципа расчета статического напряжения. Так, авторы работ [3, 4] под статическим напряжением понимают (принцип № 1) среднее напряжение в центральном сечении листов рессоры, определяемое по формуле № 4. В то же время в работе [4] дается пояснение, что такое определение далеко от реальных напряжений и условно справедливо лишь для многолистовой рессоры, листы которой имеют одинаковую толщину, идеальный скос концов и т. д. Но, как показано

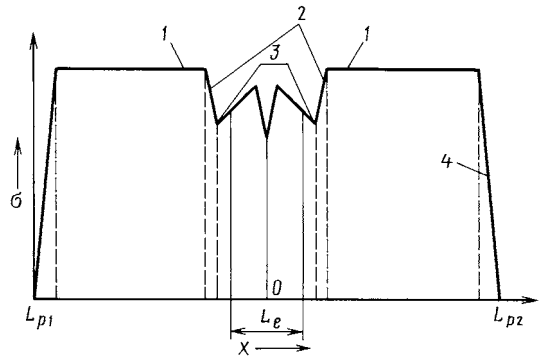


Рис. 4. Эпюра напряжений для однолистовой параболической рессоры, схема испытаний которой приведена на рис. 1, в:

1 — рабочие участки (переменные, изменяющиеся по толщине по закону параболы); *2* — переходные участки от центрального постоянной толщины к рабочим (параболическим) участкам; *3* — границы центрального участка постоянной толщины; *4* — концевой участок постоянной толщины; L_e — длина зоны заделки рессоры

выше, в рассматриваемом ГОСТе при определении среднего расчетного напряжения (синоним статического напряжения) и режима циклических испытаний рессоры использован не сам этот принцип, а его модификация (формула № 5), учитывающая, что из-за заделки рессоры стремянками критическое сечение смещается из центра рессоры в сторону точек контакта с опорами. (Эту модификацию можно назвать принципом № 2.)

Третий принцип (принцип № 3) определения статического напряжения — его приравнивание к максимальному напряжению в центральном сечении листов рессоры. Или, как сформулировано в ГОСТе, напряжению в наиболее нагруженном листе рессоры (формула № 6). Именно он и заложен в расчете осадки рессоры по требованию представителей ОАО «ГАЗ», которые доказали: если бы такой принцип не был принят, а использовался принцип № 1, то при испытаниях рессор, например, с листами разной толщины, возникали бы напряжения, превышающие предел прочности их материала. А это чревато поломкой рессоры еще на стадии испытаний осадкой.

Однако принцип № 3 в рамках ГОСТа не распространен на расчеты параметров циклических испытаний и рекомендуется только для определения уровня осадки. Поэтому было бы логично разработать такую модификацию, которая учитывала бы влияние заделки стремянками рессоры (формула № 7), т. е. принцип № 4. Что, к сожалению, до сих пор не сделано.

Совсем иное представление о статическом напряжении использовано в работе [5] при исследовании малолистовых (параболических) рессор: ее автор под $\sigma_{ст}$ подразумевает не напряжение в центральном сечении листов рессоры, а (принцип № 5) напряжение на рабочей (параболической) поверхности рессорных листов (см. рис. 4). И так как для параболического профиля характерно равенство напряжений на его рабочей части, то здесь отсутствует привязка к какому-либо локальному сечению. В то же время этот принцип обоснован тем, что для листов параболического профиля размеры центрального сечения абсолютно не связаны с размерами сечений рабочей части, что приводит к абсурдности использования принципов № 1—4.

Однако и принцип № 5 не решает проблемы, поскольку он работоспособен только при канонической конструкции малолистовой (параболической) рессоры, т. е. состоящей из листов одного параболического профиля. Отход от этой конструкции (наличие листов с разным параболическим профилем у трапециевидно-параболических конструкций рессор и рессор, комбинированных из листов постоянного и параболического профиля, двухступенчатых рессор из связки двух пакетов с неодновременным включением в работу и с разной динамикой нагружения и т. д.), наоборот, возвращает проблему неопределенности. В итоге напрашивается принцип № 6: «статическое напряжение в листовой рессоре — максимальное напряжение растяжения в ее листах при статической нагрузке».

Здесь нет привязки к конкретному локальному сечению — ни к центральному сечению, ни к сечениям на рабочей части листов. То есть формулировка этого принципа абсолютно адекватна формулировке ГОСТа (напряжение в наиболее нагруженном листе рессоры). Разница лишь в том, что нет привязки к центральному сечению, которая «по умолчанию» подразумевается при соблюдении ГОСТа.

Разнообразие принципов определения величины статического напряжения $\sigma_{ст}$ в листовых рессорах тесно связано с разнообразием их конструкций, которое уже само по себе создает условия неопределенности $\sigma_{ст}$, что ведет к неопределенности параметров режима испытания рессор. Следовательно, задача корректного расчета хода пресса при стендовых циклических испытаниях рессор на долговечность по формуле № 2 вследствие неопределенности величины статических напряжений $\sigma_{ст}$ физически не имеет решения. С чем уже давно фактически смирились специалисты, занимающиеся данной проблемой.

Однако положение небезнадежно. Если стендовыми циклическими испытаниями рессор занимаются не только те, кто придерживается рассматриваемого ГОСТа, то должны быть и иные подходы к решению проблемы. Такое решение есть, и оно состоит в следующем.

Если $F_з(P)$ — функция зависимости прогиба рессоры в заделке стремянками от нагрузки P, определяемая в ходе статических стендовых испытаний рессоры, то величину хода пресса S рассчитывают по формуле № 8.

Именно такой подход используют зарубежные фирмы. Правда, значения P_{max} и P_{min} в разных странах неодинаковые: в Италии — $P_{max} = 1{,}5P_к$ и $P_{min} = 100$ даН; в Швеции — $P_{max} = 5P_к/3$ и $P_{min} = P_к/3$; в Индии — $P_{max} = 2P_к$ и $P_{min} = 0{,}5P_к$.

Из сравнения формул № 2 и 8 видно, что они похожи, но первая в качестве аргументов использует напряжения σ, а вторая — нагрузки P. Причем преимущества второй очевидны. Во-первых, метод применяет внешний параметр, связанный с $P_к$ (статической нагрузкой на рессору в подвеске АТС), что не вызывает проблемы его определения и дает полное основание связывать результаты стендовых испытаний с результатами дорожных испытаний рессоры. Во-вторых, метод не имеет ничего общего с методом испытаний исключительно материала рессоры, а является испытанием на циклическую долговечность именно рессоры как сложного упругого элемента подвески. В-третьих, он никак не связан с внутренними параметрами рессоры (в том числе статическими напряжениями $\sigma_{ст}$, значения которых неопределенны), что дает основание для сравнительного анализа результатов стендовых испытаний рессор, имеющих разные конструкции и изготовленные из разных материалов и по разным технологиям, но предназначенных для работы в одних и тех же эксплуатационных условиях. При этом нет необходимости двойных статических испытаний (с заделкой и без заделки стремянками). Достаточно одного испытания по определению упругой характеристики рессоры с заделкой стремянками.

Таким образом, есть все основания утверждать, что необходимость комплексной методической модернизации ГОСТ Р 51585—2000 явно назрела. Только так можно расширить сферу его применения и устранить серьезное препятствие на пути производства современных конкурентоспособных конструкций листовых рессор. И никаких альтернатив этой модернизации с точки зрения обеспечения надежности отечественных АТС и адаптации качества рессор к требованиям производителей зарубежных АТС нет.

Литература

1. Школьник Л.М. Методика усталостных испытаний. Справочник. — М., Металлургия, —1978.
2. Русаков С.В., Таланцев Н.Ф. Высокоточный расчет упругой характеристики листовых рессор на основе нелинейной модели // Вестник Пермского университета. Серия Математика. Механика. Информатика. Вып. 7 (12), 2007. — С. 134—139.
3. Пархиловский И.Г. Автомобильные листовые рессоры. — М.: Машиностроение, 1978.
4. Кригер А.М. Шасси автомобиля ЗИЛ-130. — М., Машиностроение, 1973.
5. Горелик А.М. Малолистовые рессоры. НИИНавтопром. — 1981.

УДК 629.1-43

Совместимость звеньев модульных автопоездов

Кандидаты тех. наук В.А. ТОПАЛИДИ и Э.Н. НИКУЛЬНИКОВ, А.А. БАРАШКОВ

ТАДИ (99897 111-36-95), НИЦИАМТ НАМИ (7495. 587-29-07)

Для проведения сертификации подвижного состава высокоэффективных модульных длинномерных большегрузных автопоездов предложены статический и динамический методы оценки совместимости их звеньев по условиям безопасности при торможении.

Ключевые слова: *автопоезда, сертификация, торможение, безопасность, совместимость, диаграмма, экономический, экологический.*

Topalidi V.A., Nikulnikov E.N., Barashkov A.A.

COMPATIBILITY OF LINKS OF MODULAR ROAD TRAINS

For carrying of certification of high effective modular lengthy, extra-capacity road trains rolling-stock, it is offered statistic and dynamic methods of estimation of compatibility of their links according to the safe conditions at braking.

Keywords: *road-trains, certification, braking, safety, compatibility, diagram, economic, ecological.*

Реальным и существенным методом повышения эффективности перевозок грузов на большие расстояния, в частности, между Европой и Азией, признано широкое использование модульных длинномерных большегрузных автопоездов (длиной 24—28 м и полной массой 60—72 т). То есть одноприцепных автопоездов, в которых в качестве прицепа используется типовой длиннобазный полуприцеп с двухосной тележкой «Долли» (рис. 1) и седельно-прицепных автопоездов (рис. 2). И не без оснований. Экономические и экологические показатели этих автопоездов, по сравнению с типовыми прицепными (длина 18,75 м, полная масса 44 т) и седельными (16,5 м и 40 т) автопоездами гораздо лучше. По грузоподъемности два таких автопоезда заменяют три традиционных, в расчете на единицу перевозимого груза расходуют на (20 % меньше топлива, а вредных выбросов с отработавшими газами у них на 30 % меньше. (Отечественный опыт по эксплуатации многозвенных автопоездов длиной до 24 м, опыт скандинавских стран по использованию 25-метровых, а также обоснование целесообразности применения в перспективе 28-метровых подробно освещены в «АП», 2007, № 1 и «АП», 2008, № 6.)

Однако применение модульных длинномерных большегрузных автопоездов полностью узаконили пока лишь две страны — Финляндия и Швеция. Например, если взять допустимую длину одноприцепного автопоезда, то в Финляндии и Швеции она составляет 25,25 м, в других странах ЕС — 18,75, а в странах СНГ — 20 м; допустимая длина седельно-прицепного автопоезда в Финляндии и Швеции, опять-таки, равна 25,25 м, в других странах ЕС длина, равная 25,25 м, — «вне закона», а в странах СНГ на этот показатель вообще нет нормативов.

Примерно та же картина и с полной массой: в странах ЕС полная допустимая масса тягача, входящего в состав одноприцепного автопоезда, не может быть больше 25 т, в странах СНГ — также 25 т; тягача с полуприцепом в составе седельно-прицепного автопоезда — соответственно 44 и 40, а прицепа — 20 и 18 т.

Отсутствие единых нормативных требований к совместимости звеньев (тягач, прицеп, полуприцеп) модульных большегрузных автопоездов, безусловно, сдерживает массовое их внедрение. Что, как сказано выше, невыгодно со всех точек зрения. Поэтому очевидно, что к Приложению 10 Правил № 13 ЕЭК ООН «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий M, N и O в отношении торможения» необходимо дополнение. То есть подвижной состав (тягач, прицеп и полуприцеп), из которого формируется модульный длиннобазный большегрузный автопоезд, обязан иметь сертификат «Одобрение типа транспортного средства» с учетом возможности его безопасной работы. При выдаче такого документа следует учитывать также требования к выводам тормозных магистралей прицепно-

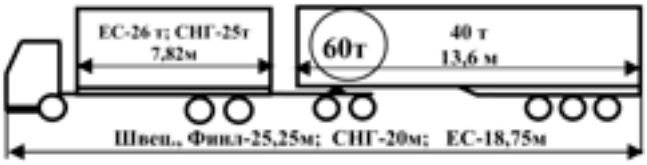


Рис. 1. Модульный одноприцепной автопоезд с длиннобазным прицепом

Рис. 2. Модульный седельно-прицепной автопоезд

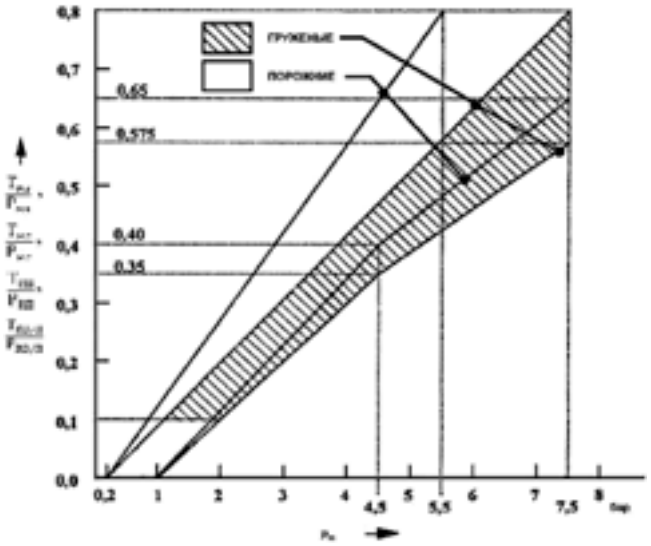


Рис. 3. Вариант диаграммы 2 для модульных однoприцепного и седельно-прицепного автопоездов

го состава, электропроводке, тягово-сцепным приборам и др.

При этом необходимо отметить, что современные конструкции электронно-пневматического привода тормозов (EBS) и антиблокировочных систем позволяют достигать показателей тормозных свойств, соответствующих традиционным автопоездам. Требования к совместимости звеньев автопоезда в составе «трехосный тягач + длиннобазный пятиосный прицеп» в дополнительном нормировании не нуждается. В данном случае достаточно, чтобы его звенья соответствовали предписаниям диаграммы 3 Приложения 10 Правил № 13 («Транспортные средства — тягачи и прицепы»). Аналогично для седельно-прицепных автопоездов, в которых тягачом по отношению к прицепу выступает седельный автопоезд, при нормировании совместимости звеньев можно использовать диаграмму 2 приложения 10 к Правилам № 13.

Условиями использования диаграммы 2 будет ужесточение коридоров реализуемых удельных тормозных зависимостей от давления в соединительной головке управляющей магистрали в диапазонах, соответствующих порожнему и груженному состояний полуприцепа. Другими словами, необходимо изменить характеристики, представленные в диаграммах 3 (тягач для полуприцепа) и 4 (полуприцепа) до соотношений T_R/R_R и $T_м/p_м$, аналогичных приведенным в диаграмме 2. В результате получится вариант диаграммы 2 Приложения 10 к Правилам № 13, имеющий расширенное поле нормирования совместимости звеньев прицепных и седельно-прицепных автопоездов (рис. 3).

Данный вариант, конечно, следует рассматривать как промежуточный, вводимый с целью ускорения сертификации автопоездов и допуска к эксплуатации. Кроме того, нужно иметь в виду, что он, как и методы нормирования условий совместимости звеньев прицепного и седельного автопоездов, установленные Приложением 10 Правил № 13, представляет собой метод контроля статической совместимости. То есть позволяет контролировать удельные силы T тормозных звеньев автопоездов в зависимости от давления p в соединительной головке управляющей магистрали привода в статике, на тормозных стендах. И тоже имеет большие (15—20 %) допуски на реализацию удельных тормозных сил тягача и прицепа, тягача и полуприцепа, что, естественно, приводит к появлению нежелательных усилий сжатия в сцепках.

Бытует мнение, что последнее не так уж и важно, поскольку в тормозных системах современных автопоездов есть АБС. Оно в корне неверно. Конструирование тормозных систем тягачей, прицепов и полуприцепов ведется поэтапно при максимальном использовании возможностей того или иного элемента, узла тормозной системы для повышения тормозных свойств автотранспортных средств. И оно должно начинаться с точнейшего расчета тормозных сил на колесах осей АТС, конструкции тормозных приводов и механизмов с учетом эксплуатационных изменений их выходных характеристик, регулирования тормозных сил, АБС и т. д.

EBS позволяет реализовывать одновременно торможение всех колес осей автопоездов любых типов. При этом выполняется практически идеальное условие, когда скорость изменения замедления звеньев и колес всех осей автопоезда (или нарастание удельной тормозной силы) равны между собой ($j_{\text{Iось}} = j_{\text{IIось}} = j_{\text{IIIось}} \dots = j_{n\text{ось}} = F(t)$). Естественно, это равенство выполняется в динамической стадии торможения автопоезда до начала блокирования колес.

Поэтому перспективным следует считать нормирование не статической, а динамической совместимости звеньев модульных длиннобазных большегрузных автопоездов. Именно такой метод предлагается авторами. Его суть — совмещение тормозных диаграмм тягача и прицепных звеньев с учетом обеспечения эффективного и устойчивого торможения автопоезда.

Как это делается, рассмотрим по рис. 4, на котором приведены зависимости замедлений тягача ($j_т$), полуприцепа ($j_{п/п}$) и прицепа ($j_п$) от времени t торможения автопоезда.

Так, рис. 4, *а* характеризует реализацию идеального торможения звеньев автопоезда, т. е. торможение, при

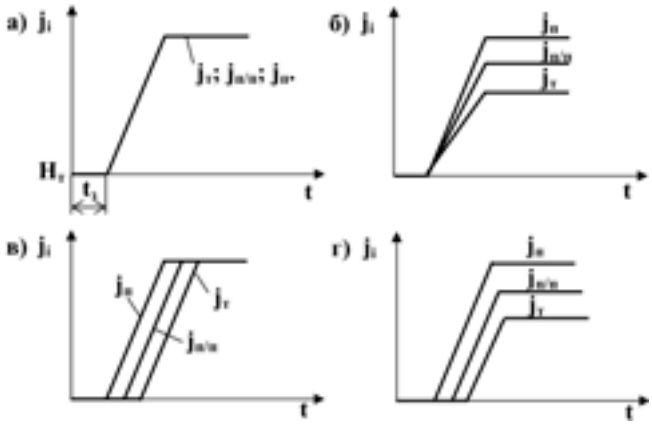


Рис. 4. Совмещенные тормозные диаграммы модульного седельно-прицепного автопоезда

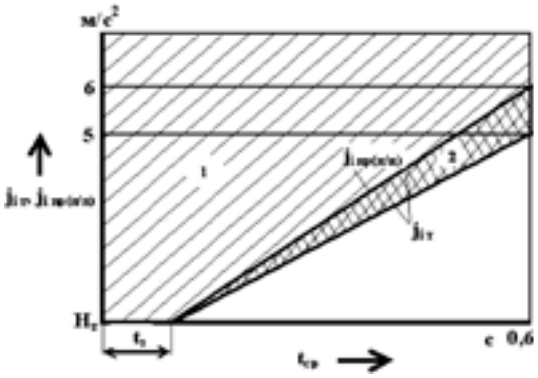


Рис. 5. Нормативная совмещенная тормозная диаграмма модульных автопоездов:

1 — нормативная зона нарастания замедления прицепов и полуприцепов; *2* — нормативная зона нарастания замедления тягача

котором замедления колес всех его осей равны между собой. Реализацию других вариантов (рис. 4, *б*, *в*, *г*) обеспечивает в той или иной мере усилие растяжения в сцепке и выравнивание удельных тормозных сил звеньев автопоезда в динамической стадии торможения.

До появления EBS торможение автопоезда длиной 25,25 м с обеспечением опережения срабатывания тормозных систем прицепа и полуприцепа по отношению к тягачу в пределах нормативного времени 0,6 с (п. 4.1.1 Приложения 4 к Правилам № 13) было практически невозможным. EBS такое нормативное срабатывание тормозной системы обеспечивает. Кроме того, наличие в современных EBS регулятора тормозного усилия, который представляет собой автоматизированное устройство, уравновешивающее коэффициенты торможения тягача и прицепа, обеспечивает синхронность нарастания замедления звеньев автопоезда. В случае же автопоезда, состоящего из тягача, полуприцепа и прицепа, потребуется лишь изменение алгоритма.

На основании изложенного выше авторы предлагают следующие нормативные требования по динамической совместимости звеньев любого автопоезда, которые можно представить (рис. 5) в виде совмещенной тормозной диаграммы любых тягачей, полуприцепов и прицепов.

Заштрихованные на представленной диаграмме зоны означают: если замедление тягача будет находиться в пределах 5—6 м/с^2, а замедление прицепов или полуприцепов — на линии 6 м/с^2 и выше, то это обеспечит усилия растяжения в сцепках в динамической стадии торможения и будет способствовать более безопасному протеканию данного процесса. Кроме того, при таком подходе отпадет необходимость в проведении отдельных испытаний. Например, совместимость тягача и прицепных звеньев можно оценивать по результатам испытаний торможения типа «О» отдельных звеньев рассматриваемых автопоездов. Наконец, реализация предлагаемых двух методов нормирования совместимости звеньев модульных длинномерных большегрузных автопоездов, промежуточного статического и динамического, на уровне дополнений к Правилам № 13 ЕЭК ООН, позволит начать сертификацию этого подвижного состава, обеспечить возможность широкого внедрения в эксплуатацию безопасных модульных автопоездов на всем евро-азиатском пространстве, совершать дальние, протяженностью 4—8 тыс. км, рейсы. Именно на таких рейсах их использование особенно эффективно.

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном

На Нью-Йоркском международном автосалоне представлены две обновленные модификации автомобиля «Субару Импреза»: WRX STI и WRX.

«Импреза WRX STI» — флагман модельного ряда «Субару». Показатели мощности и ускорения этой модели приближены к аналогичным показателям специальных спортивных автомобилей. Кроме того, автомобиль отличает очень высокий уровень активной безопасности, который обеспечивается конструкцией системы симметричного полного привода с горизонтально-оппозитным турбонаддувным бензиновым двигателем. У автомобиля практически идеальное распределение массы по осям и пониженный центр масс.

Дальнейшее улучшение ходовых качеств автомобилей 2011 модельного года обеспечено за счет тонкой настройки подвески. Это стало следующим этапом развития концепции «Самая быстрая из когда-либо выпускавшихся моделей WRX STI». Чтобы обеспечить такие высокие характеристики, новая модель подверглась многочисленным испытаниям на кольцевой трассе Нюрбургринг в Германии, а также на трассах Японии. Это позволило осуществить окончательную доводку врожденных качеств «идеального автомобиля для водителя».

•

Немецкий автомобильный клуб ADAC по результатам ежегодного экологического теста присудил «Вольво V70 1.6D DRIVe» пять звезд. Это первый автомобиль, который получил рейтинг пять звезд, несмотря на использование двигателя, работающего на одном из традиционных, а не альтернативных видов топлива.

В ходе испытаний «Вольво V70» показал самый низкий уровень выброса диоксида углерода по сравнению со всеми другими моделями этого класса. Эксперты ADAC протестировали более тысячи автомобилей, и

лишь три другие модели показали такие же хорошие результаты, как V70 DRIVe: два автомобиля были оснащены гибридными системами, а один оборудован двигателем, работающим на газе. Испытания проводились в условиях реальной эксплуатации. Помимо замера уровня выброса углекислого газа и частиц сажи, оценивалась эффективность климатической установки автомобиля.

●

На Международном автосалоне в Лейпциге «Фольксваген» представил существенно обновленный минивэн «Туран». (Данная модель в прежнем варианте на сегодняшний день — самый успешный минивэн немецкого производства, объем его продаж достиг 1,13 миллиона шт.)

Обновленный автомобиль оснащается новыми двигателями, отличительной чертой которых является низкие расход топлива и эмиссия CO_2. Избранная «Фольксвагеном» стратегия – на каждой новой модели снижать рабочий объем при одновременном увеличении крутящего момента. Высокой эффективностью отличаются практически все восемь предлагаемых двигателей (от 66 кВт, или 90 л. с. до 125 кВт, или 170 л. с.). Все без исключения версии имеют турбонаддув и непосредственный впрыск топлива. Наиболее экономичная модификация — «Туран TDI блю моушн Технолоджи». Средний расход топлива у него составляет лишь 4,6 л/100 км, а выбросы углекислого газа — 121 г/км. Это рекордный показатель для семиместных минивэнов.

Новый «Туран» комплектуется системой управления дальним светом «Лайт Эсист», впервые используемой на минивэне, а также системой «Парк Асист 2.0», обеспечивающей почти автоматическое выполнение продольной и параллельной парковки. Впервые для данной модели предлагается новая радионавигационная система RNS 315 с сенсорным экраном. Кроме того, в качестве опции предлагаются другие новые системы, такие как, например, огромный панорамный подъемно-сдвижной люк, камера заднего вида (входит в стандартную комплектацию при заказе радионавигационной системы RNS 510) или система адаптивного управления ходовой частью DCC.

Помимо обновленного «Турана», на Международном автосалоне в Лейпциге дебютируют еще семь новых моделей фирмы «Фольксваген»: «Туарег», «Поло», «Кросс Поло», «Кросс Гольф», «Амарок» и T5-4MOTION. Все они впервые представлены на рынке Германии.

Внимание! Журнал «Автомобильная промышленность» входит в новый перечень утветржденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Фасхиев Х.А. — Модель управления конкурентоспособностью предприятия . 1

Кульмухамедов Ж.Р. — Рациональные полные массы АТС, работающих в условиях жаркого и сухого климата 6

АСМ-факты 8

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Волонцевич Д.О., Веретенников Е.А. — Оценка динамичности колесных машин и их трансмиссий по критерию «максимальное использование мощности двигателя» 9

Марков В.А., Стремяков А.В., Поздняков Е.Ф. — Усовершенствование распылителей форсунки дизеля 11

Санинский В.А. — О необходимости создания системы допусков и посадок сборных коренных подшипников скольжения коленчатых валов 15

Аджиманбетов С.Б., Есенов И.Х. — Система эффективного электрического торможения АТС 20

Заболоцкий М.М., Лось Г.И. — Многодисковые маслоохлаждаемые тормоза автомобилей БелАЗ 22

Подригало М.А. — Тяговый баланс или дисбаланс автомобиля? 23

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Малкин В.С., Буслаев А.Е. — Диагностирование тормозов автомобиля, оборудованного АБС 26

Дьяков И.Ф., Петров В.М. — Электронные системы впрыскивания топлива . 28

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Тюрин А.Н. — Криволинейное суперфиниширование шеек коленчатого вала. 31

Таланцев Н.Ф. — О режимах стендовых испытаний рессор АТС в соответствии с ГОСТ Р 51585—2000 33

Топалиди В.А. — Совместимость звеньев модульных автопоездов. 37

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном 39

Главный редактор Н. А. ПУГИН
Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. С. Ковригин, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А.В. Николаенко, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков

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

Корректор В.Г. Быстров
Сдано в набор 03.03.2010. Подписано в печать 19.04.2010.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усп. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 6,88. Зак. 329.
Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

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

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

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала «Автомобильная промышленность» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.