

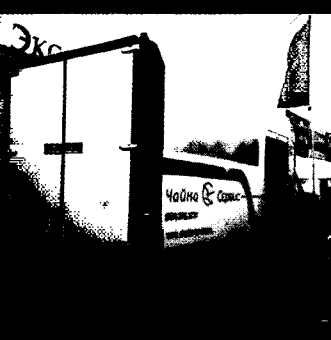
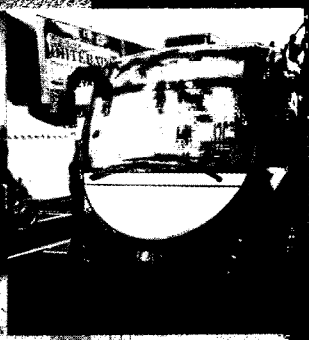
ISSN 0005-2337

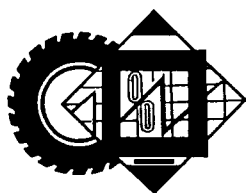
АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 11 ○ 2007



Репортаж с выставки





ЭКОНОМИКА

И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115.339.187.62

ИНВЕСТИЦИОННАЯ

ЛИЗИНГОВАЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ

В РОССИЙСКОЙ ЭКОНОМИКЕ

Канд. техн. наук В. Е. БОЧКОВ, Д. А. ШЕГОЛЕВ, Ю. В. БОЧКОВ

Университет Лойола Маримонгт (США), МГИУ

Экономика в условиях рыночных отношений всегда развивается, ориентируясь на эффективность хозяйствования. Современная ситуация с развитием рынков не исключение. Глобализация экономики и конкуренции в отношении сырья и трудовых ресурсов, издержек производства и качества продукции способствует процессам свободного перемещения финансовых капиталов почти без каких-либо серьезных ограничений. Но эти процессы сопровождаются внедрением новых финансовых инструментов, которые обеспечивают инвестиции в развитие производственных мощностей отраслей и часто используются как способ продвижения продукции на новые рынки.

Современный российский рынок лизинговых услуг является одним из таких достаточно новых финансовых инструментов. Тем не менее ему удалось довольно быстро интегрироваться в мировую финансовую систему. Потому что ведущие лизинговые компании не просто заимствовали, но и удачно адаптировали к российским условиям опыт стран с развитыми лизинговыми отношениями. Например, таких, как США, Япония, Великобритания, Германия. Однако главное, поняли, какие преимущества имеет лизинг перед другими формами сделок. В частности, то, что он: представляет собой инвестирование в форме имущества, поэтому, в отличие от денежного кредита, снижает риск невозвратности средств, так как за лизингодателем сохраняется право собственности на переданное имущество, которое, в отличие от денег, выступает в качестве залога; до ввода оборудования в эксплуатацию не требует немедленного начала платежей, что позволяет без резкого финансового напряжения об-

новлять производственные фонды, приобретать дорогостоящее имущество, гибче, чем ссуда, поскольку предоставляет возможность обеим сторонам выработать удобную схему платежей: они могут начинаться после получения выручки от реализации товаров, произведенных на взятом в лизинг оборудовании, их ставки могут быть фиксированными и плавающими; лизинговое имущество не числится на балансе лизингополучателя, что не увеличивает его активы и освобождает от уплаты налога на это имущество, а лизинговые платежи относятся на себестоимость продукции лизингополучателя и соответственно снижают налогооблагаемую прибыль; если у лизингодателя есть амортизационные и налоговые льготы, то он может ими "поделиться" с лизингополучателем, уменьшив размеры лизинговых платежей; благодаря лизингу лизингодатель приобретает дополнительные возможности сбыта своей продукции.

У лизинга есть, разумеется, и недостатки. В частности, на лизингодателя ложатся риски морального старения имущества и неполучения лизинговых платежей, а для лизингополучателя при определенных ставках рефинансирования стоимость сделки может оказаться несколько больше, чем цена покупки за счет собственных средств или банковского кредита. Однако положительных моментов у него намного больше, а исторический опыт развития во многих странах подтверждает: в обновлении производства, расширении сбыта продукции и активизации инвестиционной деятельности лизинг незаменим. Особенно при наличии налоговых и амортизационных льгот. Другими словами, лизинговая деятельность — перспективный вид бизнеса. Хотя в России (и не только) существуют причины, которые сдерживают развитие инвестиционной деятельности на основе лизинговых отношений.

Это, во-первых, финансовая слабость лизинговых компаний, которые во многом зависят от банков-учредителей: последние очень часто используют данные компании как одну из форм кредитования предприятий. Что сказывается на проведении самостоятельной стратегии развития компании и большой ее зависимо-

сти от своих учредителей: при ухудшении финансового положения банка сразу же "лихорадит" лизинговую компанию.

Во-вторых, высокая стоимость кредитных ресурсов.

В-третьих, жесткие требования по обеспечению лизинговой сделки, когда, помимо залога предмета лизинга, требуются дополнительное ликвидное обеспечение и/или поручительство третьих лиц. В связи с чем одно из важных преимуществ лизинга (объект лизинга выступает в качестве обеспечения сделки) сводится на нет, практически исключая малый бизнес из потребителей лизинговых услуг.

Во-четвертых, отсутствие вторичного рынка объектов лизинга.

В-пятых, не вполне благоприятные условия налогового, таможенного и валютного законодательства.

В-шестых, недостаточная квалификация и компетентность специалистов.

Но все перечисленные причины — временные. Мировой опыт показывает, что на долю лизинга в новых инвестициях в оборудование приходится 15—20 %, а в некоторых странах (США, Великобритания, Ирландия) — более 30 %. В этом смысле есть "подвижки" и в России. Более того, российский лизинговый бизнес динамично развивается, накапливает опыт и готовится внести свой вклад в активизацию инвестиционной деятельности в национальной экономике. Например, очень благополучными с этой точки зрения были 1996 и 1997 гг., а также начало 1998 г.: российские и зарубежные банки, крупные производители машин, оборудования, в том числе автомобилестроители, всерьез обратили внимание на лизинг — известный во всем мире высокоэффективный финансовый инструмент инвестирования. Тогда образовалось большое число лизинговых компаний, начала работать Высшая школа бизнес-образования и лизинга МГИУ, стали появляться даже лизинговые холдинги, а годовой объем стоимости заключенных лизинговых договоров достиг 1 млрд амер. долл.

Еще большие суммы фигурировали в лизинговых проектах, находившихся в стадии проработки. В итоге для отечественных лизингодателей открылся доступ к относительно недорогим кредитным ресурсам, товарным кредитам.

Причем на рынке стали применять различные виды лизинга — финансовый, оперативный, возвратный, компенсационный, раздельный. Возникли самые разнообразные схемы финансирования и предоставления гарантий участникам лизинговых операций. Со стабильной периодичностью проводились конференции, посвященные развитию российского лизинга, возникли ассоциации лизинговых компаний и конфедерация "СНГ Лизинг", лизинг стал модной темой дипломных и диссертационных исследований. В результате число компаний, получивших лицензии на право лизинговой деятельности, превысило 700.

К сожалению, начавшийся в 1998 г. финансовый кризис (дефолт), не мог не повлиять на этот бизнес. Ряд лизинговых компаний замер в ожидании прояснения ситуации, а многие крупные зарубежные и российские банки и товаропроизводители, которые решили создать лизинговые компании, взяли тайм-аут.

Однако в настоящее время положение меняется: снова отмечается значительная активизация лизинговых компаний. Что связано с относительной стабилизацией российской экономики, началом роста промышленного производства и изменениями в законодательных актах, регулирующих лизинговую деятельность на территории страны: она получила максимально возможные льготы для своего развития. Например, вступившая в силу вторая часть налогового кодекса РФ подтверждает возможность ускоренной амортизации лизингового имущества при условии, что предприятия не имеют права относить инвестиционные затраты на себестоимость своей продукции. В отношении же платежей по лизинговым договорам такого запрета нет. Кроме того, принятые в январе 2002 г. поправки к закону "О лизинге" носят еще более конструктивный характер и обеспечивают значительную либерализацию этого закона. В частности, отменен запрет на совмещение обязательств по договору лизинга, что дает новый толчок для развития финансового лизинга в нашей стране, позволяет субъектам лизинговой сделки выбирать наиболее привлекательную для них схему работы. В итоге в 2005 и 2006 гг. лизинговый рынок продемонстрировал впечатляющие и, можно сказать, даже неожиданные темпы роста. Ведь, как правило, чем больше становится объем рынка, тем меньший в процентном выражении наблюдается его прирост. А здесь получается, что наблюдавшиеся ежегодные темпы прироста рынка лизинга, превышающие 50 % в течении послекризисных лет, были лишь своего рода разминкой и что настоящий его рост только начинается.

Так, проведенное в январе—марте 2006 г. очередное обследование 135 лизинговых компаний показало, что объемы лизингового бизнеса (стоимость заключенных в течение года договоров, по которым началось финансирование) в целом по России в 2004 г. соответствовали 6750 млн долл., т. е. прирост по отношению к 2003 г. превысил 85 %.

Правда, в 2005 г. темпы роста несколько сократились, но тем не менее объемы нового лизингового бизнеса в стране превзошли 8,5 млрд долл. (Оценка по 2005 г. строилась на основе данных по тем же 135 лизингодателям, которые работали на российском рынке и объемы нового бизнеса которых составили 7 375,117 млн долл. Кроме того, учитывалась информация Госкомстата об объемах международных лизинговых сделок в размере 143 млн долл. При этом эксперты исходили из того, что это минимальная сумма при операциях международного импортного лизинга в нашу страну.)

По прогнозам, в 2006 г. должна была начаться новая фаза развития и роста данного рынка. Что и произошло. В 2005 г. темпы прироста объемов профинансированных средств впервые стали больше темпов прироста объемов полученных лизинговых платежей. Более того, рост составил 160 % (3,9 млрд долл. в 2006 г. по сравнению с 2,4 млрд в 2005 г.), а темпы прироста этих платежей и профинансированных средств увеличились почти вдвое (78 и 90 % соответственно).

На 2006 г. пришелся и максимум новых сделок за всю историю российского рынка лизинга.

Однако первый этап наращивания портфеля, начавшийся после дефолта на фоне активизации экономики и увеличения инвестиций в основной капитал, закончился. Сделки, заключенные в 1999—2001 гг., за редким исключением завершены, но началась новая волна, отдача от которой будет еще заметнее. Так что темпы прироста лизинговых сделок в ближайшие годы могут поставить новый рекорд, потому что рынок лизинга в 2006 г. вошел в фазу бурного роста: объемы этого бизнеса выросли на 83 %.

Причем рост основных показателей оказался самым большим за последние пять лет. Например, объем этого бизнеса составил 14,7 млрд амер. долл. (в 2005 г. — 8 млрд), а суммарный портфель лизинговых компаний — 19,5 млрд долл.; доля лизинга в ВВП достигла 1,5 % (в 2005 г. — 0,99 %); в объеме средств, инвестированных в основной капитал, лизинг занял 8,7 % (в 2005 г. — 5,7 %); лизинговые платежи, полученные лизингодателями, превысили 5 млрд долл.

Такой темп в значительной степени был обусловлен избытком ликвидности и необходимостью размещения банками свободных средств. А это означает, что увеличилось кредитование инвестиционных проектов, в том числе и лизинговых сделок, которые являются довольно надежным вариантом финансирования инвестиций. Кроме того, существенно улучшилась осведомленность потенциальных клиентов о лизинге. Множество предприятий по достоинству оценили его преимущества как удобного и выгодного финансового инструмента, и число обращений в лизинговые компании росло в геометрической прогрессии.

По заявлениям представителей лизингодателей (а они, естественно, очень заинтересованы в прибыльности своего дела), они теперь "говорят с клиентами на одном языке", что позволяет обеим сторонам достигать своих целей: клиентам — переоснащать производственные мощности и развивать бизнес, а лизинговым компаниям — реализовать крупные инвестиционные проекты, расширять предоставляемый комплекс услуг. Но надо сказать, что и независимые эксперты единодушны: рынок лизинга вступает в новую фазу развития, для которой характерны отработанность правового поля, достаточно отработанная арбитражная практика, выросшее поколение специалистов в области применения лизинга в хозяйственной практике. На смену пионерам-первопроходцам лизингового бизнеса приходят российские и международные компании, для которых лизинг — само собой разумеющийся инструмент одного из главных финансовых механизмов обновления основных фондов в экономике. Потому уже сейчас лизинг в России стал основным каналом приобретения важнейших видов основных средств — таких, как сельскохозяйственная техника, средства продуктивного племенного животноводства, станки и технологическое оборудование, авиация, железнодорожный и автомобильный транспорт.

Подводя итоги сказанному, есть все основание утверждать, что лизинг завоевывает, хотя и с трудом, право на существование в российской экономике. Но его достоинства постепенно находят понимание. Следовательно, будущее у него есть.

УДК 658.56

РАЗНОСТНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук Х.А. ФАСХИЕВ, И.Д. ВАЛЕЕВ

Камская государственная инженерно-экономическая академия — ИНЭКА

В условиях рынка финансовое состояние любого хозяйствующего субъекта в существенной степени зависит от уровня конкурентоспособности выпускаемой им продукции: при изобилии товаров потребитель выбирает тот из них, который по цене и качеству наиболее полно соответствует его требованиям. Но потребительские свойства, определяющие качество и конкурентоспособность изделия, закладываются на этапе его разработки. В связи с чем эти два главных его показателя обычно оценивают еще на предпроектном этапе. Причем в настоящее время для решения данной задачи широко применяется метод "радар" (или "профилей"): он позволяет объединить разноразмерные технико-экономические параметры изделия (в том числе автомобиля, разумеется) в один безразмерный показатель — коэффициент качества и объективно оценивать и сравнивать аналогичные изделия.

Однако у метода "профилей" есть один принципиальный недостаток: при оценке качества проектируемого автомобиля невозможно установить, насколько он уступает идеальному объекту.

Чтобы избавиться от данного недостатка, авторы предлагают вниманию читателей второй, более совершенный с их точки зрения, метод — разностный.

Суть метода заключается в определении разностей между значениями технико-экономических параметров проектируемого изделия и изделия-"идеала" с последующим их интегрированием с учетом весов групп показателей качества в интегральный коэффициент качества. При этом технико-экономические параметры "идеала" формируются из максимальных (для прямых показателей) и минимальных (для обратных показателей) значений ТЭП сравниваемых изделий. Разность Δ_i между ТЭП проектируемого изделия и ТЭП "идеала" определяется по следующим формулам:

$$\Delta_i = \frac{P_{\max} - P_i}{P_{\max}}; \Delta_i = \frac{P_i - P_{\min}}{P_i}, \text{ где } P_{\max} \text{ и } P_{\min} -$$

соответственно максимальное и минимальное значения параметра у сравниваемых изделий; P_i — значение параметра у проектируемого изделия. Среднее значение $\Delta_{\text{ср}}$ разности для группы показателей дает со-

отношение $\Delta_{\text{ср}} = \frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \dots + \Delta_n}{n}$, где $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3,$

..., Δ_n — разность между показателями в группе; n — общее число показателей в группе, а интегральный коэффициент $K_{\text{к}}$ качества вычисляется по формуле:

Признак группы	Коэффициент весомости	Показатели качества	КамАЗ-4308	МАЗ-437040	ГАЗ-3307	ГАЗ-3310	Лучший товар	Максимальное значение	Минимальное значение	
1. Раз- мерные	0,044	Прямые								
		1.1. Дорожный просвет, мм	190	200	186	177	200	200	177	
		1.2. Передний угол свеса, град.	29	28	26	27	29	29	26	
		1.3. Задний угол свеса, град.	32	35	34	14	35	35	14	
		1.4. Угол открывания дверей, град.	90	90	90	90	90	90	90	
		1.5. Ширина дверного проема, мм	956	987	965	970	987	987	956	
		1.6. Ширина кабины внутри, мм	2142	2210	2120	1740	2210	2210	1740	
		1.7. Высота до потолка в кабине, мм	1325	1425	1368	1220	1425	1425	1220	
		1.8. Объем кабины, м ³	5,0	6,0	5,5	4,0	6,0	6,0	4,0	
		1.9. Площадь лобового сопротивления, м ²	1,60	1,70	1,56	1,4	1,7	1,7	1,4	
		1.10. Площадь бокового остекления, м ²	1,2	1,3	1,1	1,2	1,3	1,3	1,1	
		1.11. Объем фургона, м ³	35	30	32	30	35	35	30	
		1.12. Высота дверного проема, мм	1280	1270	1184	1100	1280	1280	1100	
		1.13. Объем топливного бака, л	170	130	150	150	170	170	130	
		Обратные								
		1.14. Высота пола, мм	810	935	876	768	768	935	768	
		1.15. Радиус поворота по бамперу, м	8,5	8	9	7	7	9	7	
		1.16. Высота автомобиля, мм	2890	2900	2900	2600	2600	2900	2600	
		1.17. Высота первой ступени от земли, мм	325	340	338	320	320	340	320	
		1.18. Расстояние между ступенями, мм	250	260	270	210	210	270	210	
		1.19. База, мм	4200	3660	3770	3310	3310	4200	3310	
1.20. Число ступеней	2	2	1	1	1	2	1			
1.21. Погрузочная высота, мм	1100	1150	1200	1070	1070	1200	1070			
ИТОГО по группе			0,0880	0,0830	0,0885	0,1564	0,0000			
2. Сило- вые	0,132	Прямые								
		2.1. Грузоподъемность, т	5,50	5,15	4,40	3,50	5,50	5,50	3,50	
		2.2. Номинальная мощность двигателя, кВт (л.с.)	131 (178)	100 (136)	87,5 (119)	86 (117)	131 (178)	131 (178)	86 (117)	
		2.3. Максимальный крутящий момент двигателя, Н·м (кгс·м)	627,0 (64)	460,0 (47)	274,7 (28)	422,0 (43)	627,0 (64)	627,0 (64)	274,7 (28)	
		2.4. Рабочий объем двигателя, л	5,90	5,00	5,00	4,75	5,90	5,90	4,75	
		2.5. Мощность генератора, кВт	2,0	2,0	1,8	2,0	2,0	2,0	1,8	
		2.6. Передаточное число главной передачи	4,010	3,450	3,417	3,417	4,010	4,010	3,417	
		2.7. КПД двигателя	0,33	0,32	0,31	0,32	0,33	0,33	0,31	
		2.8. КПД трансмиссии	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,8	
		2.9. Тип топлива (газовое — 3, дизельное — 2, бензиновое — 1)	2	2	1	2	2	2	1	
		Обратные								
		2.10. Снаряженная масса, т	5,85	4,8	3,5	4	3	5,85	3,45	
		2.11. Полная масса, т	11,5	10,0	7,9	7,0	7,0	11,5	7,4	
ИТОГО по группе			0,0716	0,1314	0,1924	0,1317	0,0000			
3. Дина- мические	0,121	Прямые								
		3.1. Максимальная скорость, км/ч	105	100	90	98	105	105	90	
		3.2. Средняя техническая скорость, км/ч	54,79	51,50	57,72	57,74	57,74	57,74	51,50	
		3.3. Средняя эксплуатационная скорость, км/ч	34,66	33,63	36,98	37,99	37,99	37,99	33,63	
		3.4. Максимальное замедление, м/с ²	6,0	6,0	5,8	6,1	6,1	6,1	5,8	
		3.5. Выбег со скорости 100 км/ч, м	2431	2240	2168	2340	2341	2341	2168	
		3.6. Число колес с дисковыми тормозами	4	0	0	4	4	4	0	
		3.7. Тип подвески (пневмо — 2, рессорная — 1)	1	1	1	1	1	1	1	
		3.8. Тип подвески (независимая — 2, зависимая — 1)	1	1	1	1	1	1	1	
		3.9. Управляемость, балл	4	4	4	4	4	4	4	
		Обратные								
3.10. Время разгона до 60 км/ч, с	37	39	42	40	37	42	37			
3.11. Время разгона с 30 до 50 км/ч, с	24	27	29	26	24	29	24			

Признак группы	Коэффициент весомости	Показатели качества	КамАЗ-4308	МАЗ-437040	ГАЗ-3307	ГАЗ-3310	Лучший товар	Максимальное значение	Минимальное значение
ИТОГО по группе		3.12. Тормозной путь с 80 км/ч, м	59	61	62	54	54	62	54
		3.13. Коэффициент аэродинамического сопротивления (C_x)	0,52	0,55	0,58	0,51	0,51	0,58	0,51
			0,0199	0,1319	0,1437	0,0197	0,0000		
4. Экономические	0,284	Прямые							
		4.1. Чистая текущая стоимость, руб.	456 656	614 299	1 448 857	1 589 036	1 589 036	1 589 036	456 656
		4.2. Рентабельность инвестиций	1,516	1,778	4,813	4,643	4,813	4,813	1,516
		4.3. Годовая производительность, т · км	212 658	191 912	186 983	155 126	212 658	212 658	155 126
		4.4. Бюджетный эффект, руб.	1 253 409	1 288 554	1 733 881	1 836 159	1 836 159	1 836 159	1 253 409
		4.5. Периодичность смены смазки двигателя, км	16 500	10 000	16 000	16 000	16 500	16 500	10 000
		4.6. Внутренний коэффициент окупаемости, %	42,85	50,95	62,5	62,8	62,8	62,8	42,85
		4.7. Удельная трудоемкость ТОР, чел · ч/1000 км	3,07	3,31	1,79	1,40	1,00	3,31	1,40
		4.8. Контрольный расход топлива, л/100 км	140,0	180,0	196,0	174,0	140,0	196,0	140,0
		4.9. Срок текущей окупаемости, лет	3,91	2,86	0,93	0,97	1,00	3,91	0,93
		4.10. УДЧР, руб./т · км	3,07	3,18	2,95	3,68	3,00	3,678	2,953
		4.11. Затраты на 1 км пробега, руб.	11,35	11,05	9,60	9,38	9,00	11,35	9,384
		4.12. Расход масла на угар, %	0,20	0,20	0,40	0,20	0	0,40	0,20
		4.13. Удельные затраты на ТОР, руб./км	1,55	1,56	0,95	0,92	1,00	1,55	0,92
		4.14. Стоимость топлива на 100 км пути, руб.	258,55	212,62	197,86	183,19	183,00	258,55	183,19
		4.15. Стоимость нормо-ч, руб./ч	250	240	200	240	200	250	200
		4.16. Годовая себестоимость, тыс. руб.	660 638	614 121	556 416	552 394	552 394	660 638	552 393
4.17. Затраты на смазку, руб.	77 110	97 273	51 534	43 898	43 898	97 273	43 898		
ИТОГО по группе			0,2966	0,3108	0,0935	0,0552	0,0000		
5. Надежность	0,232	Прямые							
		5.1. Ресурс до списания, тыс. км	1440	900	540	630	1440	1440	540
		5.2. Пробег до I капремонта, тыс. км	800	500	300	350	800	800	300
		5.3. Нарботка на отказ, км	12 000	10 500	8500	10 000	12 000	12 000	8500
		5.4. Периодичность ТО-2, км	12 000	10 000	8500	10 000	12 000	12 000	8500
		5.5. Приспособленность к условиям эксплуатации в России	4	5	5	5	5	5	4
		5.6. Наличие оцинковки листов кабины	0	0	0	0	0	0	0
Обратные									
5.7. Минимальное время ожидания запчастей, ч	72	24	24	48	24	72	24		
ИТОГО по группе			0,1238	0,1667	0,2976	0,2976	0,0000		
6. Нормативные	0,086	Прямые							
		6.1. Экологичность ("Евро-2" — 2, "Евро-1" — 1)	2	2	1	2	2	2	1
		6.2. Наличие АБС (есть — 1, нет — 0)	1	1	0	1	1	1	0
		Обратные							
6.3. Внешний шум, дБА	80	82	79	82	79	82	79		
6.4. Внутренний шум, дБА	76	78	75	77	75	78	75		
ИТОГО по группе			0,0064	0,0188	0,3750	0,0156	0,0000		
7. Эргономика и дизайна	0,063	Прямые							
		7.1. Удобство рабочего места водителя, балл	4	4	3	4	4	4	3
		7.2. Обзорность, балл	4	3	3	4	4	4	3
		7.3. Информативность приборов, балл	4	4	4	4	4	4	4
		7.4. Число регулировок сиденья	2	2	1	2	2	2	1
		7.5. Число регулировок рулевого колеса	1	0	0	1	1	1	0
		7.6. Число передач стеклоочистителя	2	2	1	1	2	2	1
		7.7. Внешность, балл	4	4	4	4	4	4	4
7.8. Интерьер, балл	4	4	3	4	4	4	3		

Признак группы	Коэффициент весомости	Показатели качества	КамАЗ-4308	МАЗ-437040	ГАЗ-3307	ГАЗ-3310	Лучший товар	Максимальное значение	Минимальное значение
ИТОГО по группе		7.9. Удобство входа-выхода, балл	3	4	4	3	4	4	3
		7.10. Тип управления коробкой (пневматическое — 2, тросовое — 1, рычажное — 0)	0	0	0	1	1	1	0
		Обратные							
		7.11. Усилие на рычаге коробки передач, кгс (Н)	12 (118)	13 (127)	14 (137)	14 (137)	12 (118)	14 (137)	12 (118)
		7.12. Момент на рулевом колесе, кг · м (Н · м)	12 (113)	12 (113)	13 (127)	11 (108)	11 (108)	13 (127)	11 (108)
		7.13. Усилие на педали сцепления, кгс (Н)	14 (37)	14 (137)	15 (147)	13 (127)	13 (127)	15 (157)	13 (127)
			0,1081	0,1909	0,3215	0,0687	0,0000		
8. Комплектация	0,038	Прямые							
		8.1. Число подушек безопасности, шт.	0	0	0	0	0	0	0
		8.2. Наличие предпускового подогревателя	1	0	0	1	1	1	0
		8.3. Наличие системы курсовой устойчивости	0	0	0	0	0	0	0
		8.4. Наличие усилителя рулевого управления	1	1	0	1	1	1	0
		8.5. Наличие центрального замка	0	0	0	0	0	0	0
		8.6. Наличие противопожарной защиты	0	0	0	0	0	0	0
		8.7. Наличие противоугонной сигнализации	0	0	0	0	0	0	0
		8.8. Наличие электрообогрева лобового стекла	0	0	0	0	0	0	0
		8.9. Наличие электрообогрева зеркал	1	0	0	0	1	1	0
		8.10. Наличие электропривода зеркал	0	0	0	0	0	0	0
		8.11. Наличие электрообогрева сидений	0	0	0	0	0	0	0
		8.12. Наличие электростеклоподъемников	0	0	0	0	0	0	0
		8.13. Наличие омывателя лобового стекла	1	1	0	1	1	1	0
		8.14. Наличие датчика освещения	0	0	0	0	0	0	0
		8.15. Тип шин (бескамерные — 1, камерные — 0)	0	0	0	0	0	0	0
		8.16. Наличие зеркал заднего вида с автозатемнением	1	1	1	1	1	1	1
		8.17. Наличие климат-контроля	0	0	0	0	0	0	0
		8.18. Наличие люка в крыше	1	1	0	0	1	1	0
		8.19. Наличие огнетушителя, аптечки	1	1	1	0	1	1	0
		8.20. Наличие искусственного внутреннего освещения	1	1	0	0	1	1	0
		8.21. Наличие противотуманных фар	1	1	0	0	1	1	0
		8.22. Наличие омывателя фар	0	0	0	0	0	0	0
		8.23. Наличие запасного колеса	1	1	1	1	1	1	1
		8.24. Наличие защиты моторного отсека	0	0	0	0	0	0	0
		8.25. Окраска "металлик"	0	0	0	0	0	0	0
		8.26. Наличие ксеноновых фар ближнего света	0	0	0	0	0	0	0
		8.27. Наличие магнитолы	1	1	0	1	1	1	0
		8.28. Наличие автоматической коробки передач	0	0	0	0	0	0	0
		8.29. Наличие multifunctional рулевого колеса	0	0	0	0	0	0	0
		8.30. Наличие автономного отопителя	1	1	0	0	1	1	0
		8.31. Наличие ретардера	0	0	0	0	0	0	0
		8.32. Наличие моторного тормоза	1	1	0	0	1	1	0
		8.33. Наличие кондиционера	0	0	0	0	0	0	0
		8.34. Наличие тахографа	0	1	0	0	1	1	0
ИТОГО по группе			0,0294	0,0588	0,3235	0,2353	0,0000		
КОЭФФИЦИЕНТ КАЧЕСТВА с учетом весов			0,137	0,180	0,207	0,126	0,000		
МЕСТО по качеству			2	3	4	1			
Цена автомобилей без НДС, тыс. руб.			826	769	390	493	826		
Примечание. Наличие опций: 1 — есть, 0 — нет.									

$K_x = \Delta_I \alpha_1 + \Delta_{II} \alpha_2 + \Delta_{III} \alpha_3 + \dots + \Delta_m \alpha_n$, в которой $\Delta_I, \Delta_{II}, \Delta_{III}, \dots, \Delta_m$ — средние значения разностей для групп показателей; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_n$ — коэффициенты "весомости" групп показателей.

Очевидно, что у высококачественного изделия разности Δ между ТЭП и интегральным коэффициентом K_x качества должны стремиться к нулю.

Метод разности реализован в прикладной программе "Авто-инвест", написанной в среде "Excel". Результаты ее применения для оценки качества четырех различных автомобилей приведены в таблице.

Как видим, автомобили сравнивались по 120 параметрам, разделенным на восемь групп. При этом внут-

ри группы комплексные значения показателей качества рассчитывались без учета их "весов", только по разностному методу. Коэффициенты же "весомости" групп показателей определяли методом анализа иерархий. ТЭП "лучшего товара" сформированы, как сказано выше, из максимальных (для прямых показателей) и минимальных (для обратных) показателей качества сравниваемых объектов.

Из таблицы следует, что наилучшее значение коэффициента качества имеет автомобиль ГАЗ-3310 "Валдай". У него $K_x = 0,126$. То есть этот автомобиль по своим ТЭП наиболее близок к "лучшему товару" ("идеальному" автомобилю).



Объединение автопроизводителей России, Национальная ассоциация производителей автокомпонентов, ОАО "Автосельхозмашхолдинг" и Комитет ТПП РФ по предпринимательству в автомобильной сфере при поддержке Минэкономразвития России, Минпромэнерго России и научном сопровождении ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ", ОАО "НИИТавтопром" проводят 19 декабря 2007 г. в Москве традиционную декабрьскую 16-ю Международную автомобильную конференцию, которая будет посвящена теме "Итоги и основные особенности развития автомобильной промышленности России в 2007 году".

Цели конференции: оценка состояния дел в развитии отечественной автомобильной промышленности и эффективности промышленной политики государства в сфере автомобилестроения, в том числе преимуществ и недостатков принципов "промышленной сборки" автотранспортных средств и автокомпонентов; обсуждение планов развития отечественных предприятий в условиях расширения интеграционных процессов и обострения конкуренции на внутреннем и внешнем автомобильных рынках; разработка и систематизация предложений по интенсификации инвестиционных процессов и стабилизации работы автопрома в ближайшей и среднесрочной перспективе.

Для выступления с докладами на конференцию приглашены руководители федеральных органов исполнительной власти, общественных объединений автопроизводителей, Ассоциации европейского бизнеса в России, крупнейших автомобильных предприятий и холдингов, предприятий по производству комплектующих изделий, консалтинговых фирм, банков и инвестиционных компаний, специалисты научных и других организаций, действующих в автомобильной сфере.

По вопросам участия в конференции — обращаться в "АСМ-холдинг". Контактные телефоны и факсы: (495) 621-62-60, 621-02-00, 626-03-10, 626-02-87; электронная почта: inf@asm-holding.ru, vipashk@asm-holding.ru.

За девять месяцев 2007 г. предприятия группы ОАО "КамАЗ" выпустили и реализовали на рынке товарной продукции примерно на такую же сумму, что и за весь 2006 г.

В денежном выражении ее реализация за девять месяцев составила 60 млрд 951 млн руб. (+25,7 % к тому же периоду 2006 г., в сопоставимых ценах). Напомним, что за все 12 месяцев 2006 г. было произведено и продано товарной продукции на 60 млрд 134 млн руб. Это означает, что в октябре КамАЗ перекроет прошлогодний показатель и в натуральном выражении — после пересчета на сопоставимые цены. И оставшиеся до конца года два полных месяца КамАЗ будет работать "на рост".

После трех кварталов текущего года потребители КамАЗа получили: 38 093 грузовых автомобиля (+24,1 %); 46 108 двигателей и силовых агрегатов (+22,5 %); запасных частей на 7,204 млрд руб. (+21,0 %); продукции диверсификации — на 6,935 млрд руб. (+34,8 %). Кроме того, оказано услуг непромышленного характера на 3 млрд 035 млн руб.

На внутреннем рынке через дилерскую сеть и прямые поставки крупным корпоративным клиентам реализовано более 27 650 грузовых автомобилей (+21,3 % к январю—сентябрю 2006 г.). Потребителям за пределами России отгружено около 10 450 автомобилей (+32,2 %). Кроме того, прошли модернизацию или капитальный ремонт 1225 ранее выпущенных КамАЗов.

За девять месяцев передано в лизинг или отгружено с рассрочкой платежа 2982 ед. основной продукции — грузовых автомобилей, автобусов и прицепной техники. Группа "КамАЗ" реализовала, с учетом лизинга, 882 автобуса НефАЗ на базе специального шасси КамАЗ.

Крупнейшие дочерние предприятия ОАО "КамАЗ" за пределами Татарстана сохранили набранные темпы роста, и по итогам девяти месяцев все они превышают результаты прошлого года по выпуску товарной продукции: ОАО "Автоприцеп-КамАЗ" (Ставрополь) — на 18,7 %; ОАО "НефАЗ" (Нефтекамск) — на 28,5 %; ОАО "Туймазинский завод автобетоновозов" — на 66,5 %.

По информации
пресс-службы КамАЗа

На Вазе началось товарное производство автомобилей семейства "Калина", оснащенных антиблокировочной системой тормозов. До конца 2007 г. их планируется выпустить около 1500 шт.

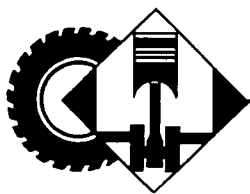
Для установки датчиков скорости изменены поворотный кулак и стойка передней подвески, щит и колодки заднего тормоза. На приводы передних колес напрессованы зубчатые роторы, по которым считывается скорость вращения колес. Автомобиль лишился регулятора давления задних тормозов (его роль теперь выполняет АБС). Внесены соответствующие изменения в передний и задний жгуты проводов, в проводку панели приборов. Модернизация коснулась и кузова, где потребовались новые отверстия для проводов и кронштейнов. Изменены, разумеется, и трубопроводы тормозной системы.

При внедрении АБС были также внесены коррективы в технологию сборки, изменены алгоритмы заправки тормозной жидкостью и программа работы роликового стенда, на котором проверяется каждая сошедшая с конвейера "Калина".

Антиблокировочная система тормозов поставляется немецкой фирмой "Бош". АБС включает четыре датчика скорости (по одному на каждое колесо) и гидроагрегат, состоящий из гидромодулятора, электронного блока управления (контроллера) и насоса с электроприводом. Датчики скорости определяют скорость каждого колеса, информация передается в контроллер, где обрабатывается с учетом скорости автомобиля, а гидромодулятор играет роль исполнительного механизма.

Автомобили семейства в ходе работ по адаптации АБС прошли цикл испытаний как на специальных полигонах, так и в реальных условиях эксплуатации на российских дорогах. Работа АБС оценивалась при выполнении различных ездовых маневров, замерялся тормозной путь, проводилась экспертная оценка автомобиля, сравнение с автомобилями-аналогами. Система проверялась на стойкость к воздействию высоких и низких температур, электромагнитных помех. Автомобили выдержали испытания и подтвердили требуемый ресурс. Параллельно с испытаниями была отработана технология диагностики АБС на станциях техобслуживания.

По информации
пресс-службы Вазы



УДК 629.113/.115

ОТЕЧЕСТВЕННЫЕ АВТОМОБИЛИ НА "ВЫСТАВКЕ ГОДА"

В Московском выставочном центре "Крокус Экспо" прошла традиционная главная автомобильная выставка года в России. В этот раз экспозиция состояла из трех выставок, проводить которые в дальнейшем планируется в разное время. Эта выставка легковых автомобилей "Интеравто", разместившаяся в первом павильоне, посвященная автокомпонентам и технологиям выставка "МИМС" в четырех залах второго павильона и выставка коммерческого транспорта, экспозиция которой заняла часть открытых площадей и два зала недостроенного пока третьего павильона.

Выставка 2007 г. не имела статуса "Международного автосалона", возможно, поэтому на первый взгляд показалась не такой разнообразной, как в прошлые годы.

Предстоящее разделение выставок на три уже специализированные экспоненты и специалисты восприняли неоднозначно. С одной стороны, работать на них будет легче, но с другой — отрасль лишится того важного мероприятия, на котором можно встретиться с коллегами и партнерами со всего мира, решить ряд практических вопросов сотрудничества, завязать новые знакомства.

Отечественные автомобилестроители, несмотря на общую тенденцию снижения ими выпуска автомобилей, приняли весьма активное

участие в выставке и "выступили" весьма достойно. Главным, пожалуй, событием стала премьера нового легкового автомобиля ГАЗ, разработанного на платформе "Крайслер Себринг" английской дизайнерской фирмой "УльтраМотив".

Выпуск новой модели планируется начать весной 2008 г. на новых производственных мощностях. При этом производство автомобилей семейства "Волга" будет продолжаться, и выбор имени для новой модели



ВАЗ "С" хэтчбек

стал довольно сложной задачей. На ГАЗе был проведен специальный конкурс, в ходе которого сотрудники автозавода предложили немало интересных вариантов. Однако заводские маркетологи предпочли заказать название специализированной фирме, и в результате модель выходит в свет под названием "Сайбер".

На стенде Волжского автозавода новинок было больше. Перспективный "Проект С" был представлен двумя моделями: уже известным публике седаном и макетным образцом хэтчбека несколько необычного дизайна. Появился хэтчбек и в семействе "Приора", производство которого уже осваивается на ВАЗе. Среди различных модифика-

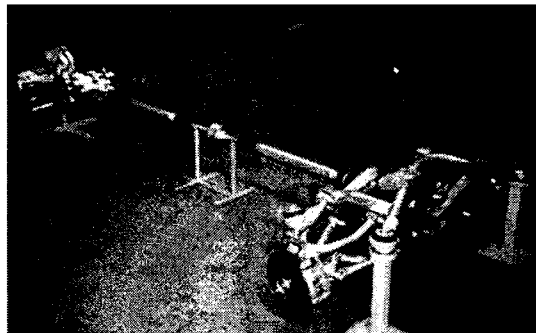
ций серийных моделей, пожалуй, наиболее интересной был полноприводный вариант "Калины". Строго говоря, он условно полноприводный: момент на задние колеса здесь передается через вискомуфту, а основными ведущими остаются передние колеса. Однако особого внимания посетителей автомобиль не вызвал, что объясняется весьма просто.

Наиболее активен у нас тот потребитель, который на первое место ставит не функциональные возможности автомобиля, а внешние атрибуты, ассоциирующиеся в его понимании с высоким социальным статусом. Между тем полноприводная "Калина" интересна именно этими особенностями, которые позволяют эффективно эксплуатировать ее на дорогах невысокого качества и зимой.

Серпуховской автозавод при оформлении своей экспозиции особое внимание уделил безопасности автомобилей семейства "Ока", представив на стендах результаты "краш-теста", призванные опровергнуть известные бытовые предубеждения. В ассортименте представленных моделей — модификация СеАЗ-11116 с трехцилиндровым китайским двигателем TJ 376QE1 ("Евро-3"; 39 кВт, или 53 л. с.), 13-дюймовыми колесами, новыми бамперами, облицовкой радиатора, приборной панелью, рулевым колесом и подлокотниками, а также ряд грузовых моделей и модификаций различных конструкций и размеров, разработанных на базе СеАЗ-11116.



ГАЗ "Сайбер"



Полноприводная трансмиссия для автомобилей ВАЗ семейства "Калина"



Фургон ПО "Чайка-Сервис" (ГАЗ-33104)



Пожарный ЗИЛ- 4331М4

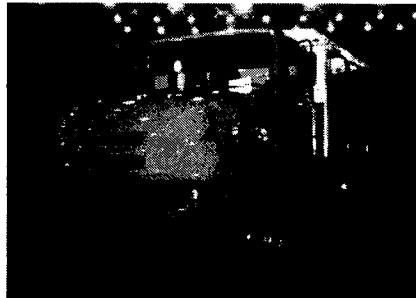
Среди малотоннажных автомобилей ГАЗ следует выделить два фургона. Первый — английский "Максус", купленный недавно "Группой "ГАЗ" вместе с заводом в Бирмингеме. Теперь к его выпуску готовятся и в Нижнем Новгороде. Второй — продукция ПО "Чайка-Сервис" — каркасно-панельный фургон на шасси ГАЗ-33104 "Валдай" грузоподъемностью 3 т. Оба автомобиля планируется выпускать не только в грузовом варианте, но и в грузопассажирском, а также автобусном.

Немногочисленную, но вполне достойную экспозицию показало АМО "ЗИЛ". Как и на прошлогодней выставке, здесь были представлены два семейства: капотное, с модернизированным оперением, и бескапотное, с кабиной фирмы "МАН". Однако на сей раз были показаны уже другие модели и модификации. Флагманом же экспозиции стал пожарный автомобиль АЦ-3,2—40/5 на бескапотном шасси ЗИЛ-4331М4 с шестиместной кабиной, дизелем "Дойц", коробкой передач "Цанрад Фабрик", рулевым механизмом RVL.

КамАЗ продемонстрировал новый бортовой тягач КамАЗ-5308 колесной формулы 4×2, который заменит в модельном ряду автомобиль КамАЗ-53215, и его модификацию

с дополнительной поднимающейся осью (КамАЗ-53082-ДЗ). Оба автомобиля — с дизелями "Камминз" и пневмоподвеской. Кроме того, были показаны самосвальный седельный автопоезд КамАЗ-6460+НефАЗ-9335 грузоподъемностью 34 т, спортивный автомобиль КамАЗ-4911 с дизелем ЯМЗ-7Э848 мощностью 551 кВт (750 л. с.) и автобус НефАЗ-5299-30-31 с газовым двигателем, удовлетворяющим нормам "Евро-4".

Автомобильный завод "Урал" привез на московскую выставку три очень разных автомобиля. Во-первых, полноприводный (6×6) трубоплетевоз "Урал-6920", оснащенный



Специальный автобус "Урал-3255-48"



Четвертая, управляемая ось КраЗа-7140С6

двигателем ЯМЗ-7511-10 мощностью 294 кВт (400 л. с.). Во-вторых, седельный тягач "Урал-63674-0010-31" бескапотной компоновки с двигателем ЯМЗ-650 (лицензионный "Рено-DCi11) мощностью 303 кВт (412 л.с.). В-третьих, вахтовый автобус "Урал-3255-48" с дизелем ЯМЗ-7601.10 мощностью 220 кВт (300 л. с.) и девятиступенчатой коробкой передач ЯМЗ-2391.

Кременчугский автозавод по традиции показал в Москве два образца своей продукции. Особенно интересен четырехосный самосвал КраЗ-7140С6 колесной формулы 8×6 с дополнительной задней осью — ведомой и управляемой.

Минский автозавод продемонстрировал на выставке три новых транспортных средства: самосвал МАЗ-6516А8-321 (8×8) с дизелем ЯМЗ-6581.10 ("Евро-3", 294 кВт, или 400 л. с.), магистральный автопоезд МАЗ-5440А9+МАЗ-975830-3032 с дизелем ЯМЗ-650.10 и пригородный автобус среднего класса МАЗ-226, разработанный на базе городского МАЗ-206 (признанного лучшим городским на московском "Автосалоне—2006") с дизелем "Мерседес-Бенц" ("Евро-3").

Свой автобус малого класса показал на выставке "Автобусный завод "Волжанин". Своего стенда завод организовывать не стал, но место новинке нашлось в экспозиции фирмы "Тата". Дело в том, что для новинки использовано шасси этой индийской фирмы, да и полное название модели — "Волжанин-Тата-3290". Однако собирают шасси непосредственно в г. Волжском, а из Индии поступают только его компоненты. Предполагается, что автобусов этой модели будут выпускать не менее 500 в год.

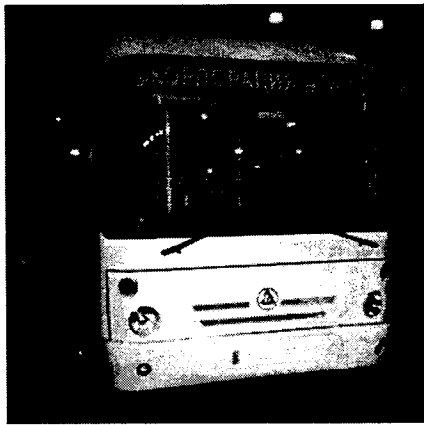
Представила свои автобусы и "Группа "ГАЗ". Два из них — совме-



Малый автобус "Волжанин-Тата-3290"



Низкопольный городской КАЗ-4239



Городской автобус "Эталон А074"

стная разработка с бразильской фирмой "Маркополо". Это городская модель малого класса "Реал" на шасси "Хёндэ" и большой междугородный "Андарэ-850". Еще два — низкопольные городские КАВЗ-4239 и ЛиАЗ-5292".

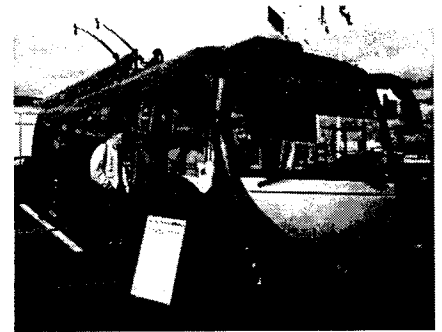
Большой ассортимент автобусов показали украинские предприятия. Это два автобуса "Эталон" Борисовского завода и почти весь модельный ряд Львовского автобусного завода (городские, пригородные, междугородные, специальные).



Автобусы ЛАЗ

Интересный троллейбус нового поколения продемонстрировал "Белкоммунмаш". Это модель 42003А, имеющая принципиально новую компоновку шасси и салона, кузов из композиционных материалов и ряд новейших электронных систем, которые еще не получили широкого применения в мире. (Подробнее об этой модели и других новинках — в ближайших номерах "АП".)

Нельзя не упомянуть и о двух новых совместных предприятиях, ориентированных на изготовление на территории России автомобильной техники зарубежных фирм. Так, известный изготовитель медицинских автомобилей и школьных автобусов



Троллейбус "Белкоммунмаш-42003А"

"Самотлор НН" намерен, кроме того, заняться сборкой автомобилей "ИВЕКО Дейли". "Северсталь" же на многострадальном заводе в Елабуге готовит производство нескольких моделей "ФИАТ Дукато". Отрадно, что в обоих случаях речь идет о сотрудничестве с самими разработчиками автомобилей, а не с изготовителями их нелегальных копий. Да и производства будут организованы заново, а не за счет свертывания выпуска каких-либо отечественных моделей. Хотелось бы видеть в этом тенденцию, а не случайные факты.

Р. К. Москвин,
С. В. Козырь

УДК 621.436

РАПСОВОЕ МАСЛО И ДИЗЕЛЯ С РАЗДЕЛЕННОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ

Доктора техн. наук Н.А. ИВАЩЕНКО и В.А. МАРКОВ;
А.А. ЕФАНОВ

МГТУ имени Н.Э. Баумана

Исследования, выполненные в МГТУ имени Н.Э. Баумана, Российском университете дружбы народов, Харьковском политехническом институте и ряде других вузов и организаций, а также в странах дальнего зарубежья подтвердили перспективность рапсового масла как топлива для дизелей. Однако при переводе дизелей, имеющих неразделенные камеры сгорания и объемное смесеобразование, с традиционного дизельного топлива на чистое рапсовое масло возникают как минимум три проблемы — закоксовывание распылителей форсунок, потеря подвижности поршневых колец, снижение качества моторного масла. Причина — ухудшение качества процесса смесеобразования, обусловленное повышенными плотностью, вязкостью и поверхностным натяжением рапсового масла. В результате возрастает длина струй такого

топлива, и значительная его часть попадает на относительно холодные стенки камеры сгорания и не сгорает полностью. Итог — высокая вероятность потери подвижности поршневых колец. Попадание же рапсового масла в моторное может привести к снижению смазывающих свойств последнего, образованию густого осадка. Причем данная проблема особенно характерна для малоразмерных (диаметр цилиндра менее 100 мм) дизелей, в которых длина струй распыляемого топлива превышает расстояние от распыляющих отверстий до стенок цилиндра. Анализ показывает, что практически все эти проблемы можно решить, сжигая рапсовое масло в дизелях с разделенными камерами сгорания: они менее чувствительны к изменению свойств топлива, в том числе ухудшению его воспламеняемости; первоначальное впрыскивание рапсового масла в предкамеру или вихревую камеру, изолированную от основной камеры сгорания, исключает попадание струи на стенки цилиндра, что резко снижает вероятность закоксовывания поршневых колец и загрязнения моторного масла.

В данном случае решается и проблема отложения кокса на распылителе форсунок: на дизелях с разделенной камерой сгорания применяют форсунки с под-

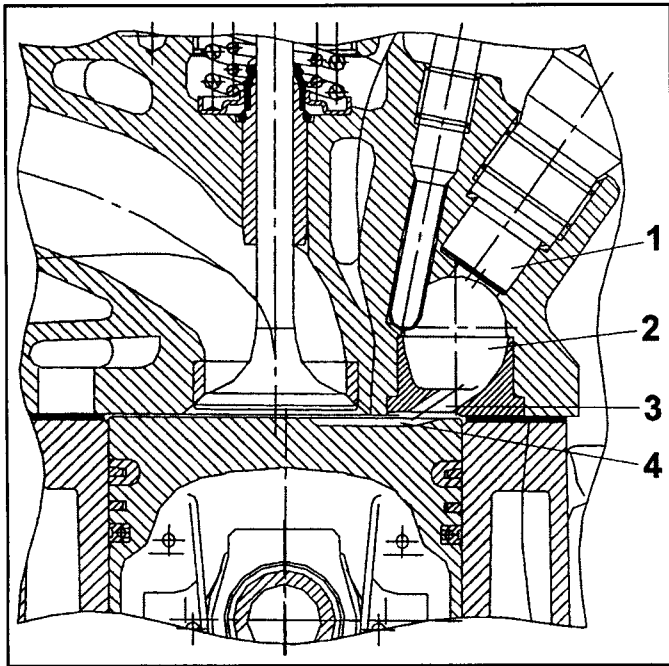


Рис. 1. Дизель VAZ-341:

1 — форсунка; 2 — вихревая камера; 3 — тангенциальный канал; 4 — основная камера сгорания

вижным штифтом и достаточно большой изменяемой площадью распиливающего отверстия, что препятствует его закоксуыванию.

Короче говоря, дизели с разделенными камерами сгорания в большей степени приспособлены к работе на растительных маслах.

Тем не менее рапсовое масло — все-таки не дизельное топливо, поэтому переход на него не может не сказаться на экономических и экологических показателях и дизеля с разделенными камерами сгорания. Чтобы оценить степень этого влияния, в МГТУ имени Н.Э. Баумана провели специальные испытания. Причем в качестве их объекта выбрали именно малогабаритный безнаддувный дизель VAZ-341 (4 Ч 7,6/8,4) завода "БарнаулТрансМаш", который устанавливают на легковые автомобили VAZ-21045. Его характеристики: рабочий объем — 1,52 л, степень сжатия — 23, мощность — 40 кВт (54 л. с.) при $n = 4800 \text{ мин}^{-1}$; топливная аппаратура, включающая ТНВД типа VE фирмы "Бош" и штифтовые форсунки, отрегулированные на давление начала впрыскивания, равное 12,5 МПа (125 кгс/см^2). В нем организовано вихрекамерное смесеобразование, для чего в головке блока цилиндров предусмотрена (рис. 1) вихревая камера 2. Топливо, впрыскиваемое в нее форсункой 1, распределяется по объему потоком вращающегося воздуха, поступающего из цилиндра дизеля на такте сжатия. Затем полученная топливовоздушная смесь через тангенциальный канал 3 идет в основную камеру 4. То есть образование топливовоздушной смеси и ее последующее самовоспламенение в дизеле VAZ-341 происходит в основном за счет интенсивного движения воздушного заряда, действия горячих поверхностей и истечения горячих газов из дополнительной в основную камеру

сгорания, а не за счет повышения давления впрыскивания, как в дизелях с неразделенной камерой. При этом обеспечивается достаточно полное сгорание топлива при сравнительно низком ($\alpha = 1,2 \div 1,3$) коэффициенте избытка воздуха. Кроме того, в дизеле с вихревой камерой сгорания есть возможность обеспечить более мягкое сгорание топлива в основной камере, т. е. с небольшими скоростями нарастания давления при сгорании и при низком максимальном давлении. Поэтому в дизеле VAZ-341 отмечалась меньшая шумность работы.

Правда, у него несколько худшая, по сравнению с дизелями с непосредственным впрыскиванием топлива, топливная экономичность, обусловленная повышенными потерями при перетекании заряда из основной камеры в дополнительную и обратно, а также значительной поверхностью вихревой камеры, граничащей с головкой цилиндра, что увеличивает тепловые потери в процессе рабочего цикла.

Но двигатель VAZ-341 с вихрекамерным смесеобразованием даже при работе на дизельном топливе отличается небольшими концентрациями основных нормируемых токсичных компонентов в отработавших газах. В том числе оксидов азота, что связано с дефицитом свободного кислорода на первой стадии сгорания при $\alpha < 1$. И хотя на второй стадии сгорания смеси в основном объеме камеры сгорания смесь горит при избытке кислорода, процесс идет при пониженных, по сравнению с дизелями с неразделенными камерами сгорания, температурах.

Невысокими оказываются и концентрации продуктов неполного сгорания (сажа, монооксид углерода, углеводород), что объясняется ускорением реакций окисления частичек топлива при повышенной турбулизации топливовоздушной смеси в объеме дополнительной камеры сгорания, где достигается максимальная гомогенность факела, а также при перетекании газов в основную камеру и в объеме последней с интенсивным вихреобразованием. В целом эмиссия основных нормируемых токсичных компонентов с отработавшими газами дизеля VAZ-341 получается в 1,5—3 раза ниже, чем у дизелей с неразделенными камерами. Причем практически на всех эксплуатационных режимах.

Использование рапсового масла в качестве топлива дополнительно улучшает показатели токсичности отработавших газов.

Данный вывод подтвержден экспериментально. В частности, в ходе стендовых испытаний дизеля VAZ-341, выполненных специалистами Алтайского ГТУ имени И. И. Ползунова.

Так, полученные ими регулировочные характеристики на режиме максимального крутящего момента ($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$) свидетельствуют (рис. 2) о следующем: оптимальный с точки зрения топливной экономичности угол θ опережения впрыскивания топлива (УОВТ) при работе дизеля на рапсовом масле и дизельном топливе составляет (рис. 2, а) $18,5^\circ$ п.к.в. до ВМТ. Однако при этом минимальные значения удельного эффективного расхода топлива оказались различны: 331,5 и 274 г/(кВт · ч). Причина — неодинаковые зна-

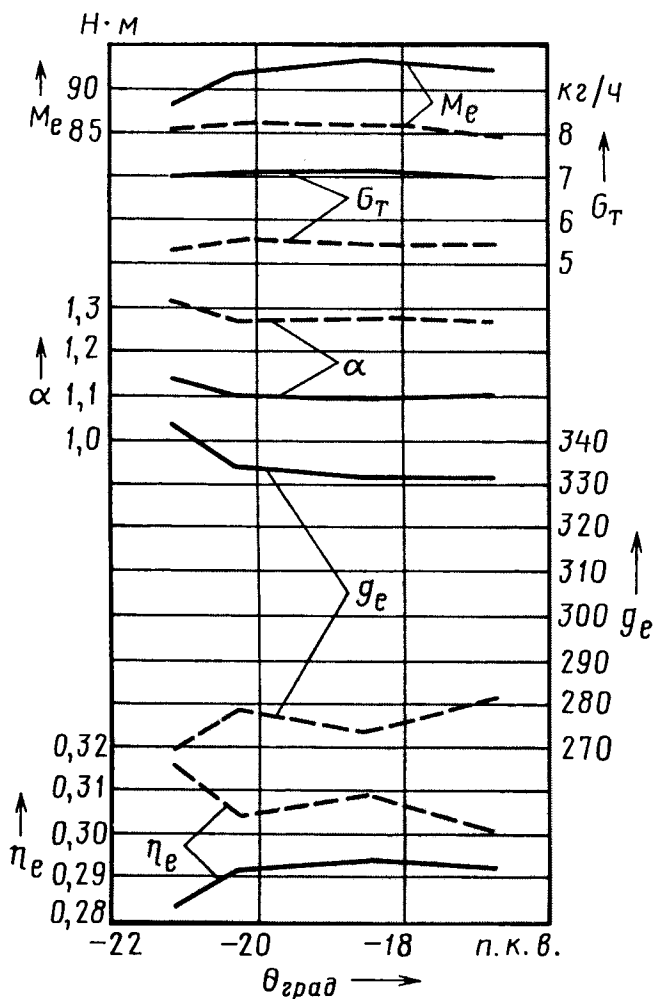


Рис. 2. Показатели работы дизеля ВАЗ-341 на режимах регулировочной характеристики в случаях дизельного топлива (штриховые линии) и рапсового масла (сплошные линии)

чения нижней теплоты сгорания: у рапсового масла она равна 37,34, а у дизельного топлива — 42,21 МДж/кг, поэтому для сравнения эффективности сгорания данных топлив предпочтительнее использовать эффективный КПД дизеля. Так вот, при переходе с дизельного топлива на рапсовое масло его эффективный КПД снижается с 0,309 до 0,294, т. е. на 5 %.

При оптимальном значении УОВТ отличаются и максимальные величины крутящего момента дизеля: для дизельного топлива $M_e = 86,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а для рапсового масла $M_e = 93,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Как видим, переход на рапсовое масло увеличил M_e на 8,5 %. Причина — повышение (с 5,44 до 7,14 кг/ч) часового расхода топлива при неизменном положении упора максимальной его подачи. Оно обусловлено большими плотностью (917,4 и 825 кг/м³) и вязкостью (76 и 3,8 мм²/с при $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) рапсового масла, а также меньшей его сжимаемостью.

Что касается экологических показателей, то их иллюстрирует рис. 2, б, из которого видно: на режиме с 18,5° п.к.в. до ВМТ перевод дизеля с дизельного топлива на рапсовое масло снижает содержание в отработавших газах двух главных нормируемых токсичных

компонентов — оксидов азота (с 584 до 528 мг/м³) и монооксида углерода (с 1059 до 256 мг/м³). Но при этом наблюдается некоторое (с 9,8 до 10,8 %) увеличение содержания углекислого газа, отчасти являющееся следствием уменьшения концентрации монооксида углерода.

Примерно та же картина имеет место и на режимах внешней скоростной характеристики (рис. 3). Например, на режиме максимальной мощности ($n = 3950 \text{ мин}^{-1}$) часовой расход дизельного топлива составил 10,60 кг/ч, а рапсового масла — 11,6 кг/ч, на режиме максимального крутящего момента ($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$) соответственно 5,32 и 7,27 кг/ч; на режиме $n = 1150 \text{ мин}^{-1}$ — 2,28 и 3,64 кг/ч.

Из-за роста часового расхода топлива повысился крутящий момент: при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ — с 87,1 до 91,8 Н·м; при $n = 1160 \text{ мин}^{-1}$ — с 70,5 до 84,0 Н·м; при $n = 3950 \text{ мин}^{-1}$ — с 81,5 до 81,8 Н·м. То есть с увеличением n разница в значениях M_e существует, но уменьшается, потому что при повышении n и, как следствие, уменьшении времени процесса сгорания полнота сгорания рапсового масла снижается более интенсивно, чем у дизельного топлива.

При работе дизеля на рапсовом масле несколько (с $\alpha = 1,18$ при $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$ до $\alpha = 1,0$ при

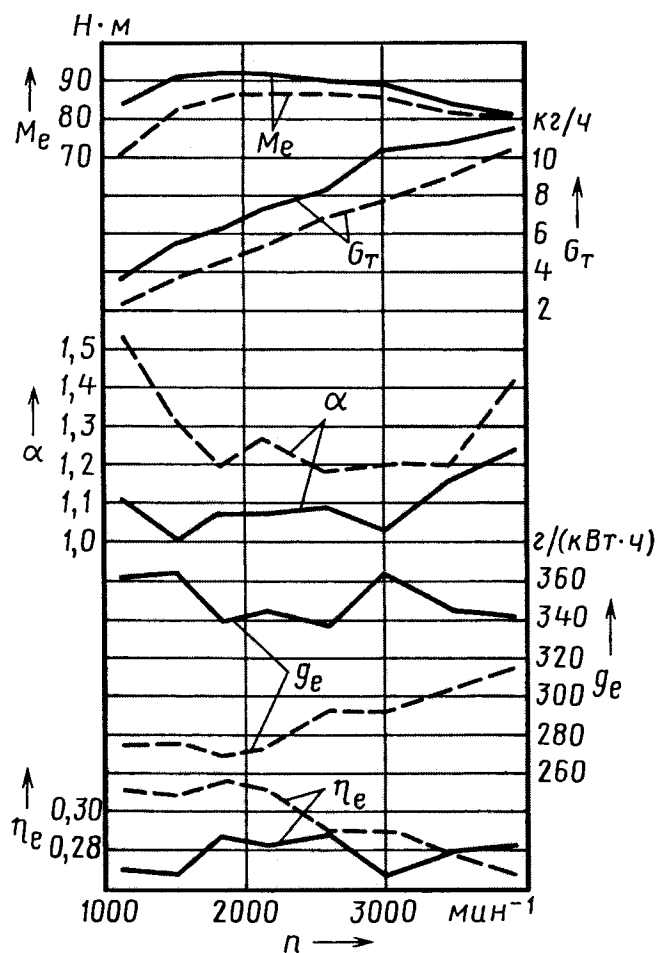


Рис. 3. Показатели работы дизеля ВАЗ-341 на режимах внешней скоростной характеристики в случае дизельного топлива (штриховые линии) и рапсового масла (сплошные линии)

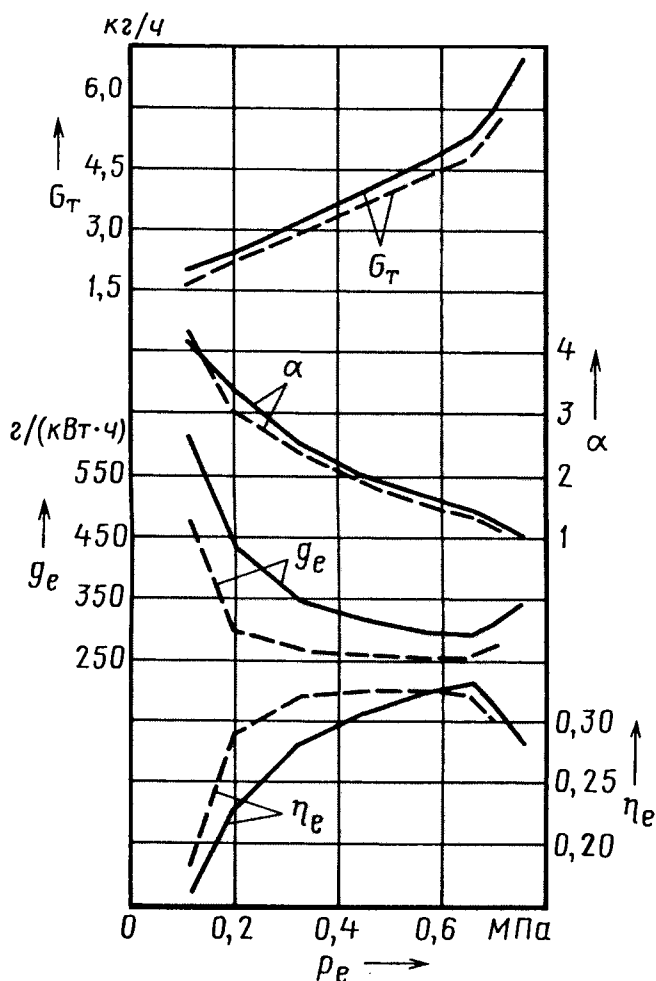


Рис. 4. Показатели работы дизеля ВАЗ-341 на режимах нагрузочной характеристики в случае дизельного топлива (штриховые линии) и рапсового масла (сплошные линии)

$n = 1550 \text{ мин}^{-1}$) уменьшается коэффициент избытка воздуха. Но это снижение меньше, чем рост часового расхода топлива. Дело в том, что рапсовое масло — кислородсодержащее топливо, и для полного его сгорания требуется не 14,3, а лишь 12,6 кг воздуха на 1 кг топлива.

Как отмечено выше, из-за наличия (10–12 %) кислорода в рапсовом масле низшая теплота его сгорания ниже, чем у дизельного топлива. Поэтому во всем диапазоне исследованных скоростных режимов дизеля ВАЗ-341 удельный эффективный расход рапсового масла выше. Однако характеристика этого расхода более благоприятна.

Так, минимальный расход дизельного топлива $g_{e\text{min}} = 268,7 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ наблюдается при $n = 1825 \text{ мин}^{-1}$, при $n = 3950 \text{ мин}^{-1}$ он уже $315,4 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ — больше на 17,4 %, тогда как удельный расход рапсового масла при $n = 1900 \div 2600 \text{ мин}^{-1}$ — минимален и остается примерно постоянным и равным $340 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$, при $n = 3950 \text{ мин}^{-1}$ $g_{e\text{min}}$ возрастает до $343,3 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$, т. е. на 0,8 %. Что крайне выгодно для городских условий движения.

Эффективный КПД дизеля, как и в случае регулировочных его характеристик, отражает закономерности изменения удельного эффективного расхода топлива. В частности, при минимальных значениях g_e наблюдаются максимальные величины η_e (рис. 3, а): при работе на дизельном топливе $\eta_e = \eta_{e\text{max}} = 0,315$ на $n = 1825 \text{ мин}^{-1}$, а при работе на рапсовом масле $\eta_{e\text{max}} = 0,282 \div 0,287$ на $n = 1900 \div 2600 \text{ мин}^{-1}$; для режима с $n = 1150 \text{ мин}^{-1}$ эффективный КПД равен в первом случае 0,31, а во втором — 0,269; для режима с $n = 3950 \text{ мин}^{-1}$ соответственно 0,269 и 0,283.

Дизель ВАЗ-341 подвергся также испытаниям на режимах нагрузочной характеристики при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$. Их результаты приведены на рис. 4.

Как следует из рисунка, характер увеличения часового расхода топлива G_T с повышением нагрузки (среднего эффективного давления p_e) для обоих топлив одинаков, однако разница между значениями G_T для дизельного топлива и рапсового масла растет. Потому что при этом увеличиваются давление впрыскивания и утечки топлива. Причем утечки дизельного топлива больше, чем рапсового масла, что и приводит к более интенсивному росту цикловой подачи последнего. В цифрах разница ΔG_T составляет: на нагрузочном режиме, соответствующем среднему эффективному давлению $p_e = 0,11 \text{ МПа}$, — 0,32 кг/ч, при $p_e = 0,45 \text{ МПа}$ — 0,44 и при $p_e = 0,71 \text{ МПа}$ — 0,48 кг/ч.

Минимальные значения удельного эффективного расхода топлива отмечены на следующих режимах: для дизельного топлива оно соответствует $p_e = 0,86 p_{e\text{ном}}$ и составляет $257,5 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$, а для рапсового масла — $p_e = 0,87 p_{e\text{ном}}$ и $g_{e\text{min}} = 291,4 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$. На этих же режимах отмечены максимумы эффективного КПД: 0,329 и 0,334.

Коэффициент избытка воздуха уменьшается в соответствии с изменением часового расхода топлива: при минимальной нагрузке ($p_e = 0,11 \div 0,12 \text{ МПа}$) он равен 4,2–4,3, а при максимальной ($p_e = 0,71 \div 0,75 \text{ МПа}$) — 1,07–1,24. Причем разница $\Delta \alpha$ при работе дизеля на дизельном топливе и рапсовом масле составляет 0,06–0,4.

Таким образом, экспериментальные исследования подтвердили эффективность рапсового масла как топлива для дизелей с разделенной камерой сгорания: на таких дизелях можно обеспечить более высокие, чем на дизельном топливе, показатели токсичности отработавших газов. Но эти возможности пока что не реализуются. Например, в странах ЕС рапсовое масло рассматривают пока лишь как сырье для производства метилового эфира, имеющего физико-химические свойства, близкие к свойствам стандартного дизельного топлива. Однако для решения локальных энергетических проблем (например, снабжения биотопливом средних и крупных фермерских хозяйств) более предпочтительно, как показывают расчеты, использовать рапсовое масло, так сказать, напрямую, производя его непосредственно в этих хозяйствах. Это дешевле, а с чисто технической и экологической точек зрения — совершенно безопасно.

МЕХАНИЧЕСКАЯ БЕССТУПЕНЧАТАЯ ДВУХДИАПАЗОННАЯ ИМПУЛЬСНАЯ ПЕРЕДАЧА

Д-р техн. наук А.А. БЛАГОНРАВОВ,
канд. техн. наук Е.Н. РЕВНЯКОВ

Курганский ГУ

В "АП" (2007, № 5) была рассмотрена многопоточная саморегулируемая импульсная однодиапазонная бесступенчатая передача, пригодная для легковых и грузовых автомобилей малой грузоподъемности. В этой передаче вращение ведущего вала преобразуется в угловые колебания постоянной амплитуды ведущих элементов механических выпрямителей (механизмов свободного хода), ведомые элементы которых с помощью торсионных валов и суммирующего редуктора соединены с ведомым валом передачи. Выпрямители расположены звездообразно и работают со сдвигом по фазе. Саморегулирование осуществляется путем изменения углов закрутки торсионных валов при изменении момента сопротивления на ведомом валу. Многопоточность обеспечивается за счет того, что импульсы моментов, передаваемых на ведомый вал торсионами соседних выпрямителей, перекрываются во времени.

Дальнейшая работа над данной передачей показала, что ее потенциал можно существенно расширить, если дополнить еще одним диапазоном. Кинематическая схема предлагаемой передачи показана на рис. 1.

Как видно из рисунка, схема содержит ведущий 1 и ведомый 12 валы; установленный на ведущем валу кривошип 2 с головкой 3, имеющей прицепные шатуны 4, которые шарнирно соединены с коромыслами 5, закрепленными на ведущих элементах выпрямителей 6, размещенных звездообразно. Их ведомые элементы 7

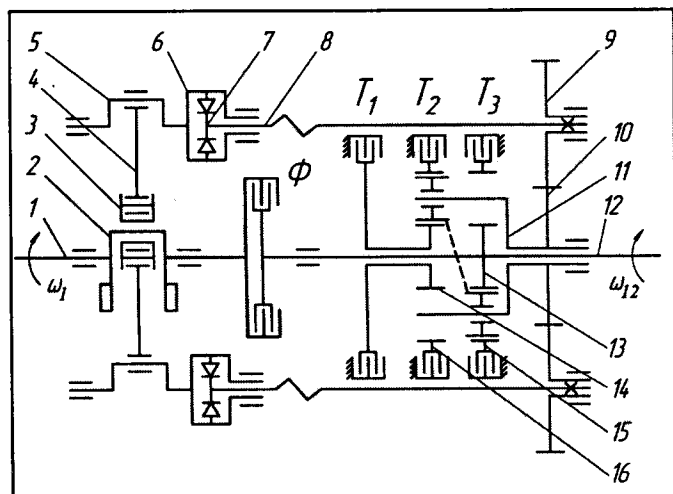


Рис. 1. Кинематическая схема передачи:

1 — ведущий вал; 2 — кривошип; 3 — головка кривошипа; 4 — прицепной шатун; 5 — коромысло; 6 — выпрямитель; 7 — ведомый элемент; 8 — торсионный вал; 9 — зубчатое колесо; 10 — суммирующий редуктор; 11 — водило; 12 — ведомый вал; 13 и 14 — солнечные шестерни; 15 и 16 — эпициклические шестерни

с помощью торсионных валов 8 связаны с зубчатыми колесами 9, находящимися в зацеплении с центральным зубчатым колесом суммирующего редуктора 10, которое, в свою очередь, соединено с водилом 11 цилиндрического дифференциала, имеющего две (13 и 14) солнечные шестерни и две (15 и 16) эпициклические шестерни. Солнечная шестерня 14 и эпициклические шестерни 15 и 16 снабжены тормозами T_1 , T_3 , T_2 , соответственно; солнечная шестерня 13 закреплена на ведомом валу 12 передачи, который с помощью фрикциона Φ может быть связан с ведущим валом 1.

Таким образом, данная схема дополнена, по сравнению со схемой однодиапазонной передачи, еще одной солнечной шестерней и одним тормозом. Теперь планетарный механизм в целом представляет собой, по сути, полный двойной дифференциал, который, как известно, применяется в механизмах поворота ряда гусеничных машин. Там водило дифференциала приводится от двигателя, одна пара полуосей (центральных колес) соединена с ведущими колесами, а вторая — с тормозами, каждый из которых включается для обеспечения поворота в соответствующую сторону. Здесь тоже ведущий элемент — водило, но ведомым служит только одна из центральных шестерен — солнечная шестерня 13. Остальные три соединены с тормозами, включение каждого из которых обеспечивает соответствующее передаточное отношение $i_d = \omega_{13}/\omega_{11}$ дифференциала.

При принятых на рис. 1 обозначениях рассматриваемый двойной дифференциал обеспечивает шесть уравнений связи между угловыми скоростями элементов (формулы № 1–6 в таблице).

Первые три уравнения позволяют определять передаточное отношение i_d при включении одного из тормозов T_1 , T_2 , T_3 , три последние — угловые скорости элементов, вращающихся вхолостую.

Передача мощности от ведущего вала к водилу дифференциала осуществляется так же, как описано в случае однодиапазонного дифференциала. Но на режиме переднего хода может быть использовано два бесступенчатых диапазона — "медленный" и "быстрый".

На первом из них включается тормоз T_1 . При этом $\omega_{14} = 0$, и в соответствии с формулой № 1 $i_{дм} = 2$. На втором включается тормоз T_3 . Тогда $\omega_{15} = 0$ и, согласно формуле № 3, $i_{дб} = 1 + k$.

Выполненные проработки показывают, что достаточно хорошие преобразующие свойства передачи при ограниченной нагрузке выпрямителей и торсионных валов можно получить при $k = 2,6$. Тогда $i_{дб} = 3,6$, а отношение скоростей движения на "быстром" и "медленном" диапазонах при соответствующих углах закрутки торсионных валов составляет 1,8.

Задний ход обеспечивается тормозом T_2 . Здесь $\omega_{16} = 0$ и, в соответствии с формулой № 2, $i_{дзх} = (1 - k) = -1,6$. Это означает, что скорости движения на заднем ходу по абсолютной величине в 2,25 раза меньше, чем на "быстром" диапазоне.

Прямая передача включается с помощью фрикциона Φ . При этом все элементы дифференциала вращаются вхолостую. Угловая скорость ω_{11} водила

подсчитывается по формуле № 7. Угловые скорости всех остальных элементов дифференциала могут быть определены по формулам № 1–6 с учетом того, что $\omega_{13} = \omega_1$.

На рис. 2 приведена внешняя характеристика передачи на двух диапазонах переднего хода и прямой передаче. При этом по оси абсцисс отложены значения общего передаточного отношения i ($i = \omega_{12}/\omega_N$, где ω_{12} — угловая скорость ведомого вала; ω_N — угловая скорость ведущего — коленчатого вала двигателя) при максимальной мощности, а по оси ординат — коэффициент K_T трансформации момента ($K_T = M_{12}/M_N$, где M_{12} — крутящий момент на ведомом валу; M_N — кру-

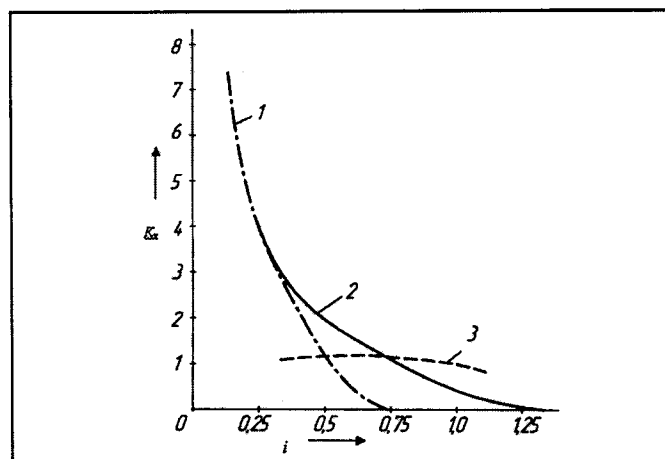


Рис. 2. Внешняя характеристика передачи:

1 — "медленный" диапазон; 2 — "быстрый" диапазон; 3 — прямая передача

тящий момент, развиваемый двигателем на режиме максимальной мощности). Характеристика рассчитана для следующих условий: цикл колебаний ведущих частей выпрямителей — гармонический с амплитудой $\varphi_0 = 0,3$ рад.; $i_{cp} = 1,11$; $k = 2,6$; педаль подачи топлива нажата до упора, в результате чего максимальная частота вращения коленчатого вала несколько больше его частоты при максимальной мощности. Теоретические основы расчета те же, что и в случае однодиапазонной передачи.

Если по условию максимально допустимой нагрузки на выпрямители и торсионы коэффициент трансформации момента K_T на "быстром" диапазоне ограничен значением $K_T = 4$, то соответствующие ограничения на "медленном" диапазоне будут иметь место при $K_T = 7,2$. Эти ограничения осуществляются расчетными моментами тормозов T_3 и T_1 и могут контролироваться системой автоматического управления по величине передаточного отношения на каждом диапазоне.

Трансмиссии с силовым диапазоном 7,2 могут применяться и на большинстве других транспортных и тяговых машин. Причем при конкретных конструкторских разработках принятое ограничение коэффициента трансформации может быть изменено как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения.

Наличие "медленного" диапазона полезно не только для транспортных машин, требующих большого силового диапазона, но и для тех, которым значение $K_T = 4$ вполне достаточно. Во-первых, это позволяет существенно (в 1,8 раза) снизить минимальную скорость движения на включенной передаче. Что важно при маневрах на ограниченной территории и движении в медленно движущемся транспортном потоке. Во-вторых, трогание с места на "медленном" диапазоне в несколько раз уменьшает работу буксования.

Так, при трогании с места машины, оснащенной традиционной ступенчатой коробкой передач и муфтой сцепления, разгон осуществляется под действием момента трения в муфте сцепления. И вот что при этом получается даже в случае идеального управления

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\omega_{13} + \omega_{14} = 2\omega_{11}$	ω_i — угловая скорость i -й шестерни
2	$\omega_{13} = \omega_{11}(1 - k) + k\omega_{16}$	k — отношение чисел зубьев эпициклической и солнечной шестерен
3	$\omega_{13} = \omega_{11}(1 + k) - k\omega_{15}$	—
4	$\omega_{15} + \omega_{16} = 2\omega_{11}$	—
5	$\omega_{14} = \omega_{11}(1 - k) + k\omega_{15}$	—
6	$\omega_{14} = \omega_{11}(1 + k) - k\omega_{16}$	—
7	$\omega_{11} = \omega_1 \varphi_0 i_{cp}$	ω_1 — угловая скорость ведущего вала; φ_0 — амплитуда колебаний коромысел выпрямителей; $i_{cp} = z_9/z_{10}$ — передаточное отношение суммирующего редуктора
8	$W_6 = \frac{\delta_0 m v_1^2}{2} + \psi m g s_1$	δ_0 — коэффициент учета вращающихся масс при отсоединенном двигателе; m — масса машины; v_1 — скорость движения машины при окончании буксования сцепления; ψ — коэффициент дорожного сопротивления движению; s_1 — путь, пройденный машиной за время буксования сцепления
9	$s_1 = \frac{0,5 v_1^2}{j} = \frac{0,5 v_1^2 \delta_0}{g(D - \varphi)}$	D — динамический фактор
10	$W_6 = 0,5 \delta_0 m v_1^2 \left(1 + \frac{\psi}{D - \psi}\right) = 0,5 \delta_0 m v_1^2 \left(1 + \frac{1}{q - 1}\right)$	$q = \frac{D}{\psi}$
11	$W_6 = 0,5 \delta_0 m v_1^2 \left(1 + \frac{1}{\beta q - 1}\right) = 0,5 J_d (\omega_n^2 - \omega_k^2)$	J_d — момент инерции двигателя; ω_n и ω_k — начальная и угловая скорости вала двигателя

педалями сцепления и подачи топлива, т. е. управления, при котором частота вращения коленчатого вала двигателя (следовательно, и его кинетическая энергия) за время буксования муфты сцепления остается неизменной, а значит, и коэффициент β запаса сцепления — равным единице.

При таких условиях работа момента трения (работа W_6 буксования) затрачивается на создание кинетической энергии машины и работу по преодолению сопротивления движению и подсчитывается по формуле № 8.

При равноускоренном разгоне значение s_1 , входящее в данную формулу, определяется по формуле № 9. Тогда окончательное значение W_6 дает формула № 10, из которой следует, что при $q = 1$ работа буксования $W_6 \rightarrow \infty$, и трогание с места неосуществимо. И чем больше q , тем меньше буксование муфты сцепления. Причем наибольшее значение q обеспечивается на первой передаче.

Машина с рассматриваемой бесступенчатой передачей, трогаясь с места, разгоняется также под действием момента трения, но не муфты сцепления, а тормоза (T_1 — на "медленном" диапазоне, T_3 — на "быстром" диапазоне). В передачу энергии это не вносит ничего нового, поэтому работа W_6 буксования рассчитывается тоже по формуле № 10. Однако величины этих работ будут неодинаковыми.

Возьмем, к примеру, автомобиль ГАЗ-3302 "Газель", оснащенный ступенчатой коробкой передач, и пусть у него на первой передаче будет такое же значение $K_T = 4$, как и в случае бесступенчатой передачи на "быстром" диапазоне. Так как точка характеристики (см. рис. 2) с ординатой $K_T = 4$ одновременно принадлежит гиперболе максимальной мощности, то максимальная скорость на первой передаче при ступенчатой коробке и максимальная скорость при сохранении $K_T = 4$ на "быстром" диапазоне равна $v_{1\max}$.

Для того чтобы частота вращения коленчатого вала двигателя при окончании буксования муфты сцепления была не ниже частоты при максимальной мощности, должно выполняться условие $v_1 \geq v_{1\max}/k_\omega$, где k_ω — коэффициент приспособляемости по частоте (для автомобиля ГАЗ-3302 $k_\omega = 1,8$).

Скорость движения АТС с бесступенчатой передачей и постоянной амплитудой колебаний при одном и том же значении пропорциональна частоте вращения ведущего вала. Поэтому $v_1 = v_{1\max}\omega_1/\omega_{1\max}$, где ω_1 — угловая скорость ведущего вала при трогании с места. Ее значение может быть значительно меньше угловой скорости при максимальном моменте двигателя, так как явление неустойчивой работы двигателя здесь не проявляется. В результате v_1 при трогании на "быст-

ром" диапазоне бесступенчатой передачи может быть существенно меньше, чем при трогании со ступенчатой коробкой передач, например, в 1,5 раза. Следовательно, и работа буксования будет меньше в 2,25 раза.

При малых значениях ψ опытный водитель при трогании с места машины со ступенчатой коробкой передач, стремясь обеспечить минимальную работу буксования, может без заглохания двигателя создать значение $v_1 < v_{1\max}/k_\omega$. При трогании на "быстром" диапазоне малые значения v_1 могут быть получены при любом значении $\psi < D$.

Таким образом, если речь идет о минимизации работы буксования при трогании, то при одинаковом значении K_T преимущество бесступенчатой передачи безусловно.

Трогание в спортивном режиме, когда вопрос о минимизации работы буксования не ставится, начинается при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя. Но и в данном случае передачи ведут себя по-разному.

Так, при ступенчатой коробке передач и муфте сцепления реализуется конструктивно заложенный коэффициент β запаса сцепления. При этом машина разгоняется под действием момента трения $M_T = \beta M_{д\max}$, а кинетическая энергия двигателя уменьшается под действием момента $(M_{д\max} - M_T) = -(\beta - 1)M_{д\max}$. Буксование муфты сцепления заканчивается при каком-то значении $v_1 < v_{1\max}$. Тогда формулу № 10 можно представить в виде формулы № 11.

В случае бесступенчатой передачи формула № 10 остается в силе, но $v_1 = v_{1\max}$, так как максимальная частота вращения коленчатого вала сохраняется на весь этап разгона.

При определенном сочетании параметров (β , q , $J_d/\delta_0 m$, ω_k/v_1 , ω_H/ω_k) работа буксования при трогании в спортивном режиме у бесступенчатой передачи на "быстром" диапазоне может быть больше, чем у ступенчатой на первой передаче, имеющей такое же значение K_T .

Но при любом варианте трогания на "медленном" диапазоне работа буксования только за счет уменьшения v_1 в 1,8 раза будет в 3,24 раза меньше, чем на "быстром" диапазоне. Соответствующее увеличение q еще уменьшит работу буксования.

Переключение с "медленного" диапазона на "быстрый" при соответствующем управлении не требует большой работы буксования тормоза T_3 . Малая же работа позволяет выполнять тормоза с более высоким давлением и без металлокерамики.

Работа выполнена при поддержке грантом Президента России МК-6362.2006.8.

ВНИМАНИЕ!

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

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

АЛГОРИТМЫ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ РЕГУЛЯТОРОВ ТОРМОЗНЫХ СИЛ С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Д.Н. ЛЕОНТЬЕВ,
кандидаты техн. наук Л.А. РЫЖИХ и С.И. ЛОМАКА

Харьковский НАДУ

В настоящее время известны три типа регуляторов тормозных сил с электронным управлением (ЭРТС). В первом из них в качестве входной информации (входных сигналов) используются текущие значения вертикальных нагрузок на переднюю и заднюю оси автомобиля или на отдельные его колеса; во втором — частота вращения затормаживаемых колес; в третьем — смешанная входная информация. Причем первый обычно применяют на грузовых автомобилях, автопоездах и автобусах с пневматическим или электропневматическим тормозным приводом и пневматической подвеской, второй и третий — преимущественно на легковых автомобилях.

И это, пожалуй, все (или почти все), что можно узнать из публикаций в технической литературе. О главном же вопросе, сущности работы алгоритмов работы таких устройств, фирмы-разработчики, как правило, ничего не сообщают. Хотя именно разработка алгоритмов, учитывая перспективность дальнейшей автоматизации управления процессом торможения автомобиля, становится все более актуальной задачей производителей автомобильных тормозных систем, в том числе на Украине и других странах СНГ. Поэтому специалисты Харьковского национального автомобильного университета предлагают вниманию читателей разработанное ими математическое описание одного из возможных алгоритмов организации работы ЭРТС первого типа и считают, что оно должно заинтересовать тех из них, кто занимается данной проблемой.

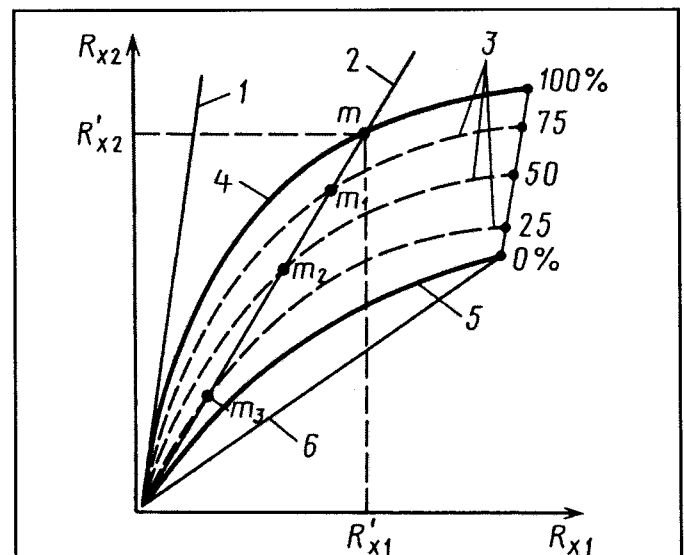
Предположим, что ЭРТС разрабатывается для двухосного автомобиля с обычным двухконтурным пневматическим приводом рабочей тормозной системы и пневматической подвеской, основные параметры которого (база L , полная масса m_a и ее распределение по осям, т. е. m_{a1} и m_{a2} , снаряженная масса m_0 и ее распределение по осям, т. е. m_{01} и m_{02} , координаты центра масс полностью груженого (a , b и h) и порожнего (a_0 , b_0 и h_0) автомобилей, динамический радиус r_d колеса, который примерно равен радиусу качения r_k при отсутствии торможения, коэффициенты C_1 и C_2 пропорциональности между давлениями в тормозных камерах и тормозными моментами на колесах, давления Δp_1 и Δp_2 в тормозных камерах в момент касания тормозных колодок соответствующих тормозных барабанов, коэффициент β распределения общей тормозной силы) известны. Автомобиль оборудован датчиками измерения вертикальных нагрузок R_{z1} и R_{z2} соответственно на переднюю и заднюю оси, а также датчиками давлений в тормозных камерах передних и задних тормозов.

Возможны две схемы установки ЭРТС на автомобиле с пневматическим тормозным приводом — "встроенная", которая не предполагает каких-либо изменений в конструкции тормозного привода и его параметров и поэтому осуществляет регулирование только за счет снижения темпа нарастания давления в тормозных камерах по сравнению с выбранным максимальным темпом, и "интегрированная", предусматривающая внесение определенных изменений в привод, в частности, позволяет повысить, по сравнению с общепринятой расчетной, пропускную способность того контура привода, где будет установлен модулятор ЭРТС. Это дает возможность регулирования не только за счет снижения темпа нарастания давления в тормозных камерах, но и за счет его повышения против максимального обычного.

В случае "встроенной" схемы ЭРТС по известным формулам (формулы № 1 и 2 в таблице) предварительно, для анализа, строятся (см. рисунок) "идеальные" и реальная характеристики распределения тормозных сил между осями автомобиля.

Кривые 3, 4 и 5, построенные по формуле № 1, характеризуют "идеальное" распределение тормозных сил соответственно частично груженого, полностью груженого и порожнего автомобилей. Параметры a , b и h для построения кривой 3 определяются расчетным путем с помощью установленных на автомобиле датчиков вертикальных нагрузок на оси и давлений в рабочих органах тормозов. Прямая 2, построенная по формуле № 2, представляет реальное (нерегулируемое) распределение тормозных сил.

Из рисунка следует, что при "встроенной" схеме установки регулятора тормозных сил с электронным управлением последний должен иметь два модулятора — по одному на каждую ось. Но, в принципе, можно обойтись и одним модулятором, встроенным в контур задних тормозов, если реальное распределение тормозных сил характеризуется прямой 1, или в контур передних тормозов, если распределение тормозных сил характеризуется прямой 6. Но такие распределения не могут быть приняты, так как они резко ухудшают тор-



№ формулы	Формула	Примечания
1	$R_{x_2} = R_{x_1} \frac{a - \varphi h}{b + \varphi h}$	R_{x_1}, R_{x_2} — тормозные силы соответственно на передних и задних колесах; φ — коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью
2	$R_{x_2} = R_{x_1} \frac{1 - \beta}{\beta}$	—
3	$\varphi_{\text{опт}} = \frac{L\beta - b}{h}$	—
4	$R'_{x_1} = \frac{m_a g(b + \varphi_{\text{опт}} h) \varphi_{\text{опт}}}{L}$	g — ускорение свободного падения
5	$R'_{x_1} = \frac{2C_1(p'_{1п} - \Delta p_1)}{r_d}$	—
6	$p'_{1п} = \frac{m_a g(b + \varphi_{\text{опт}} h) r_d \varphi_{\text{опт}} + \Delta p_1}{2C_1 L}$	—
7	$R_{x_1} = R_{x_2} \frac{R_{z_1}}{R_{z_2}}; R_{x_2} = \frac{R_{z_2}}{R_{z_1}} R_{x_1}$	—
8	$R_{x_1} = \frac{2C_1(p_1 - \Delta p_1)}{r_d};$ $R_{x_2} = \frac{2C_2(p_2 - \Delta p_2)}{r_d}$	—
9	$p_{1п} = \frac{C_2 R_{z_2}(p_2 - \Delta p_2) + \Delta p_1}{C_1 R_{z_1}}$	—
10	$p_{2п} = \frac{C_1 R_{z_1}(p_1 - \Delta p_1) + \Delta p_2}{C_2 R_{z_2}}$	—
11	$R_{x_2} = \sqrt{\frac{m_a g}{h} \left(\frac{m_a g b^2}{4h} + R_{x_1} L \right)} - \frac{m_a g b}{2h} - R_{x_1}$	—
12	$p_{2п} = \frac{r_d}{2C_2} \times \sqrt{\frac{m_a g}{h} \left(\frac{m_a g b^2}{4h} + \frac{2C_1(p_1 - \Delta p_1)L}{r_d} \right)} - \frac{m_a g b r_d}{4C_2 h} - (p_1 - \Delta p_1) \frac{C_1}{C_2} + \Delta p_2$	—

возможные свойства автомобиля в случае отказа электронной составляющей управления торможением.

При двух модуляторах в составе ЭРТС возникает вопрос очередности включения их в работу. Эта задача решается следующим образом.

Точки пересечения m, m_1, m_2 и m_3 прямой 2 с кривыми 4 и 3 определяют значения оптимального коэффициента сцепления $\varphi_{\text{опт}}$ при разной загрузке автомобиля. Причем значение этого коэффициента дает формула № 3.

Зная $\varphi_{\text{опт}}$, по формуле № 4 можно рассчитать соответствующую тормозную силу R'_{x_1} , которая будет исходной для установления порогового значения давления ($p'_{1п}$) в тормозных камерах передних тормозов, определяющего очередность включения в работу модуляторов ЭРТС. Саму же пороговую величину давления $p'_{1п}$ легко вычислить, если тормозную силу R'_{x_1} выразить через приводное давление (формула № 5). В итоге получим формулу № 6.

Если текущее давление p_1 в тормозных камерах передних тормозов меньше $p'_{1п}$, то в работу включается модулятор передней оси; если больше, работать должен модулятор задней оси; если $p_1 = p'_{1п}$, оба модулятора отключаются.

Естественно, во всех случаях при сравнении p_1 и $p'_{1п}$ устанавливается определенная зона нечувствительности, т. е. разность ($p'_{1п} - p_1$) сравнивается с некоторой пороговой величиной $\Delta p_{1п}$.

Из рисунка видно также: по мере снижения степени загрузки автомобиля $\varphi_{\text{опт}}$ уменьшается и в конечном итоге становится равным нулю. Причина состоит в том, что при этом расстояние b от центра масс автомобиля до его задней оси увеличивается и стремится к произведению $L\beta$. При расчетных значениях $\varphi_{\text{опт}} \leq 0$ (с учетом определенной зоны нечувствительности) функционировать будет модулятор только задней оси.

Известно, что торможение автомобиля, близкое к "идеальному", будет обеспечено, если в его процессе поддерживать равенство отношения тормозных сил R_{x_1}/R_{x_2} отношению соответствующих вертикальных нагрузок на оси R_{z_1}/R_{z_2} . Иными словами, наивысшая эффективность торможения достигается при условии, что текущие значения сил R_{x_1} и R_{x_2} (как меняющихся, так и установившихся) соответствуют формулам № 7.

Если в этих формулах тормозные силы R_{x_1} и R_{x_2} выразить через соответствующие приводные давления, то последние в них будут теми пороговыми величинами ($p_{1п}$ и $p_{2п}$), к которым в процессе торможения и регулирования должны максимально приближаться реальные давления (p_1 и p_2) в тормозных камерах соответственно передних и задних тормозов. В итоге, по аналогии с формулой № 5 можно записать формулы № 8.

При включенном модуляторе передней оси в процессе регулирования изменяется давление p_1 . Его пороговое значение $p_{1п}$ определится в результате совместного решения уравнений № 7 и 8, и учитывая, что при этом давление p_1 в уравнении становится поро-

вой величиной $p_{1п}$, получаем формулу № 9. Откуда следует, что пороговое значение давления $p_{1п}$ является переменной величиной: оно находится в функциональной зависимости от изменяющихся вертикальных нагрузок на оси (R_{z1} и R_{z2}) и давления (p_2) в тормозных камерах задних колес.

Если в работу включен модулятор задней оси, то в процессе торможения регулируется давление p_2 . Его пороговое значение определяется так же, как и пороговое давление $p_{1п}$. Формула для его расчета — № 10.

В этом случае пороговая величина $p_{2п}$ является функцией (кроме переменных R_{z1} и R_{z2}) нерегулируемого давления p_1 в тормозных камерах передних колес.

Таким образом, при "встроенной" схеме установки ЭРТС поддержание во время торможения давлений p_1 и p_2 близкими к их изменяющимся пороговым значениям (соответственно к $p_{1п}$ и $p_{2п}$) обеспечит примерно "идеальное" распределение тормозных сил между осями, а следовательно, и максимально высокие показатели торможения автомобиля в данных условиях на режимах до возникновения блокирования колес.

В случае "интегрированной" схемы установки ЭРТС алгоритм его функционирования существенно упро-

щается. При этом достаточно одного модулятора давления в тормозном приводе, установленного в контуре либо передних, либо задних тормозов.

При размещении модулятора в контуре задних тормозов организация работы ЭРТС может осуществляться по такому алгоритму.

Представленные на рисунке "идеальные" кривые 3, 4 и 5 распределения тормозных сил описываются уравнением № 11. Представив эту формулу в виде соотношения между приводными давлениями p_1 и p_2 , получим формулу № 12 для определения порогового значения давления $p_{2п}$ в тормозных камерах задних тормозов.

Близкое к "идеальному" распределение тормозных сил будет достигнуто, если в процессе торможения реальное давление p_2 в тормозных камерах задних колес как функция давления p_1 при данной загрузке автомобиля путем регулирования будет максимально приближено к его пороговому значению $p_{2п}$. Текущие значения массы m_a автомобиля, давлений p_1 , p_2 и параметров b и h , используемых в формуле № 12, определяются расчетным путем по сигналам датчиков, установленных на автомобиле.

УДК 629.113.539.538

ЗАВИСИМОСТЬ РЕСУРСА ОДНОИМЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЯ ОТ УСЛОВИЙ ИХ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ¹

Д-р техн. наук А.С. ГРЕБЕННИКОВ,
канд. техн. наук С.А. ГРЕБЕННИКОВ, А.В. КОНОВЛОВ,
А.В. КОСАРЕВА

Саратовский ГТУ

Ко второй (а по значимости рассматриваемого вопроса — главной) группе, относят одноименные элементы наиболее дорогостоящих агрегатов и механизмов системы "ДВС—трансмиссия", определяющие техническую готовность автомобиля и себестоимость перевозок. Например, в ДВС это детали ЦПГ, КШМ, ГРМ, плунжерные пары ТНВД. Элементы данных звеньев соединены последовательно, кинематически связаны с коленчатым (распределительным) валом и расположены в едином блоке цилиндров. Их достаточно сложно диагностировать по конкретным сопряжениям (например, подшипникам коленчатого вала), а нарушение работоспособности даже одного из них приводит к отказу ДВС. В аналогичных условиях работают и элементы трансмиссии (фрикционные диски в многодисковом сцеплении, зубчатые зацепления коробки передач, редукторов ведущих мостов, карданные сочленения), шарниры рулевых тяг, резиновые

втулки стабилизатора поперечной устойчивости, лонжероны рамы, секции аккумуляторной батареи и т. д.

К сожалению, механизм достижения предельного технического состояния объектами второй группы, куда входят и их кинематически соединенные одноименные звенья, детали которых изнашиваются неравномерно, изучен недостаточно. И выход из создавшегося положения, думается, в том, чтобы элементы ДВС и трансмиссии (сцепление, коробка передач, крестовины карданного вала, редуктор ведущего моста) рассматривать как единую взаимосвязанную систему кинематических пар. Дело в том, что их взаимодействие, в отличие от одноименных элементов первой группы, заключается в передаче каждым из них крутящего момента от двигателя к ведущим колесам автомобиля. Причем вероятность отказа каждого элемента ДВС и трансмиссии увеличивается не только по мере изнашивания деталей отдельно рассматриваемого механизма, но также других, последовательно с ним связанных, потому что износ ΔS любого сопряжения трансмиссии (например, зубьев шестерен коробки передач) вызывает мгновенное увеличение крутящего момента на карданном валу от динамического взаимодействия сопряжений при наличии зазора (формула № 6). Повышение же мгновенных нагрузок в сопряжениях трансмиссии по мере их изнашивания снижает долю передаваемой ими мощности, поскольку возрастает мощность механических потерь в сопряжениях, следовательно, уменьшается ее КПД.

Зависимость изменения крутящего момента на карданном валу от износа зубьев шестерен коробки передач при прочих равных условиях работы системы "ДВС—трансмиссия" — линейная. Она подтверждена результатами экспериментальных исследований, вы-

¹ Окончание. Начало см. "АП", 2007, № 10.

Таблица 4

Показатель	Режим испытания		
	I	II	III
Износ зубьев шестерен, мм	0,00	0,22	0,32
Крутящий момент, Н · м, на карданном валу при частоте его вращения, мин ⁻¹ :			
450	70	111	117
1450	116	166	183,5

полненных С. Ф. Щетининым (табл. 4) и специалистами Саратовского ГТУ. Но даже при таком законе передачи крутящего момента на вторичном (ведомом) валу коробки передач эта передача носит ударный характер, что повышает нагрузки и на другие, последовательно связанные с ним сопряжения узлов трансмиссии, увеличивая интенсивность их изнашивания. Причем чем дальше от данного вала расположено одноименное сопряжение, тем больше оно изнашивается. Следовательно, взаимосвязь ресурса каждого элемента системы "ДВС—трансмиссия" определяется не только собственными исходными (текущими) значениями структурных параметров, но и величинами люфтов в других сопряжениях трансмиссии.

Какова аналитическая взаимосвязь ресурсов одноименных элементов трансмиссии, покажем на примере крестовин карданного вала.

Ресурсы передней (l_1) и задней (l_2) его крестовин зависят от исходных значений их структурных параметров (осевых зазоров S_{01} и S_{02}) и коэффициентов b_1 и b_2 интенсификации их изнашивания. Из-за различия динамических сил, действующих на последовательно соединенные крестовины при наличии в них зазоров, $b_1 < b_2$. Тогда при одинаковых предельных значениях износа передней (S_{01}) и задней (S_{02}) крестовин в соответствии с формулой № 1 получаем: $S_{п1} = S_{01} e^{b_1 l_1}$,

$S_{п2} = S_{02} e^{b_2 l_2}$, а взаимосвязь ресурсов крестовин записывается в виде формулы № 7, которая говорит об отличии условий работы этих последовательно соеди-

ненных элементов. Что подтверждает табл. 5, в которой приведены экспериментальные данные Ф.Н. Авдолькина (по ЗИЛ-130 и МАЗ-503), В.Н. Баскова (по КамАЗ-5410 и КамАЗ-5511), А.С. Денисова (по КамАЗ-5320, МАЗ-503), А.С. Гребенникова (по ВАЗ-2106): как видим, значения интенсивности α изнашивания задних крестовин карданных валов на 10—20 % выше, а ресурс — ниже, чем передних.

Наиболее сложные из взаимодействующих одноименных элементов второй группы — сопряжения ДВС. Чтобы в этом убедиться, достаточно рассмотреть сопряжения подшипников его коленчатого вала и ЦПГ.

За значение неравномерности S_H изнашивания одноименных элементов примем разность величин износа (зазора) между максимальным (S_{max}) и минимальным (S_{min}) изношенными одноименными деталями (сопряжениями), соответствующую конкретному пробегу l (формула № 8). Она, как установлено авторами, для динамически нагруженных взаимозависимых одноименных сопряжений в процессе эксплуатации (с ростом пробега) экспоненциально увеличивается (формула № 9).

Расчеты, выполненные по данной формуле применительно к зазорам в поршневых кольцах, шатунных и коренных подшипниках коленчатого вала, приведены соответственно на рис. 1—3. Из рисунков видно, что S_H в процессе эксплуатации действительно возрастает. При этом конкретные поршневые кольца (см. рис. 1) и шатунные подшипники (см. рис. 2) сохраняют свои позиции по интенсивности изнашивания, которая установилась после приработки. Более того, S_H прогрессивно растет и зависит от начальных зазоров.

Последнее очень важно, поскольку из формулы № 9 следует, что при одинаковых значениях среднеарифметического исходного зазора в одноименных подшипниках коленчатых валов сравниваемых ДВС в двигателе с меньшей неравномерностью исходных зазоров S_0 достижение подшипниками значений предельного зазора S_p , установленного заводом-изготовителем, является наиболее вероятным событием, а их ресурс выше.

Правда, предельное значение S_p определяется заводом-изготовителем при испытаниях работы сопряжения по величине зазора, при котором давление масла в магистрали и толщина смазочного слоя в подшип-

Таблица 5

Крестовина	Параметр	Автомобиль					
		КамАЗ-5410	КамАЗ-5511	КамАЗ-5320	ЗИЛ-130	МАЗ-503	ВАЗ-2106
Передняя первого карданного вала	α , мкм/тыс. км	0,939	1,359	—	—	—	—
	l , тыс. км	—	—	118	101	122	90
Задняя первого карданного вала	α , мкм/тыс. км	1,297	1,481	—	—	—	—
	l , тыс. км	—	—	102	87	130	70
Передняя второго карданного вала	α , мкм/тыс. км	1,826	1,305	—	—	—	—
	l , тыс. км	—	—	118	—	—	—
Задняя второго карданного вала	α , мкм/тыс. км	1,837	1,568	—	—	—	—
	l , тыс. км	—	—	102	—	—	—

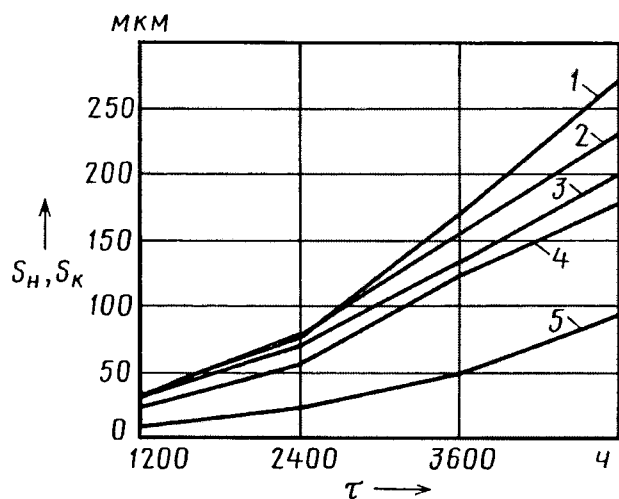


Рис. 1. Зависимость износа S_k поршневых колец двигателя и его неравномерности S_n от наработки ДВС (по данным И.Б. Тартаковского):

1 — первый цилиндр; 2 — третий цилиндр; 3 — четвертый цилиндр; 4 — второй цилиндр; 5 — неравномерность изнашивания

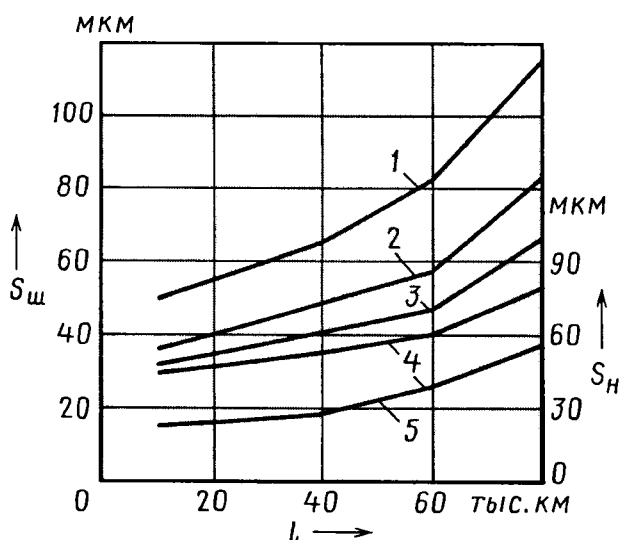


Рис. 2. Зависимости зазоров $S_{ш}$ и неравномерности S_n их изменения в шатунных подшипниках двигателя ЗМЗ-2401 от пробега и исходных зазоров:

1 — четвертый цилиндр; 2 — третий цилиндр; 3 — первый цилиндр; 4 — второй цилиндр; 5 — неравномерность изнашивания

нике снижаются до критического значения, а неравномерность зазоров в одноименных подшипниках не учитывается. Если же ее учесть, то значение предельно допустимого зазора (износа) $S_{пн}$ и наработка на отказ ДВС окажутся меньше. И, как показали исследования, так оно и есть на практике. В связи с чем значение предельно допустимого зазора (износа) $S_{пн}$ с известными величинами среднего исходного зазора $S_{ср}$ и их неравномерностью S_0 на прогнозируемом пробеге l авторы рекомендуют определять по формуле № 10.

Как видим, подсчитанный с ее помощью ресурс подшипников уменьшится не пропорционально значению исходной неравномерности S_0 , а по экспоненциальной зависимости. Это свидетельствует о важности

сти сведения к минимуму начальной неравномерности значений структурных параметров и отклонений геометрической формы одноименных сопряжений, а также других параметров рабочих процессов, вызывающих различие давления на поверхности трения сопряжений, поскольку между интенсивностью изнашивания α и давлением p существует пропорциональная связь (формула № 11).

Неравномерность макрогеометрических отклонений шеек коленчатого вала в процессе эксплуатации также прогрессирует (формула № 12). Прогрессирует она и в коренных и шатунных подшипниках. Но — по-разному даже при одинаковых зависимостях (см. формулы № 9 и 10). Потому что трибологические процессы в них различны: в шатунных неравномерность S_n изнашивания увеличивается во всем периоде эксплуатации (см. рис. 2). При этом их ресурс, как правило, ограничивается сроком службы подшипника, имевшего максимальный исходный зазор. В коренных же значение неравномерности зазоров на начальном этапе эксплуатации уменьшается. Причина в том, что состояние коренных подшипников на работоспособности шатунных сказывается мало, а коренные не только кинематически, но и функционально зависимы от нагрузок в шатунных: результирующая сила от действия газовых и инерционных сил от каждого шатунного подшипника передается одновременно на два коренных подшипника. Вследствие чего на каждый коренной подшипник действуют различные по величине нагрузки от смежных с ними шатунных шеек. Кроме того, большая часть нагрузки от шатунного подшипника передается на коренной подшипник с меньшим зазором, а появляющийся при этом прогиб вала способствует выдавливанию масляного слоя из него. В результате условия работы подшипника с меньшим зазором значительно ухудшаются: увеличиваются интенсивность изнашивания и степень искажения геометрической формы шейки и вкладышей. По этой причине в

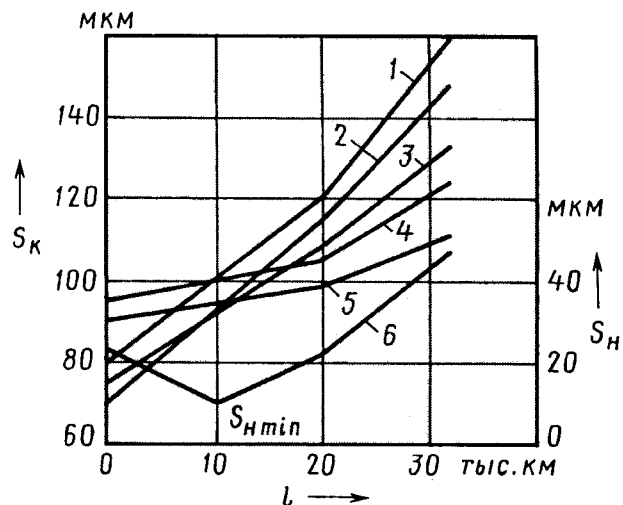


Рис. 3. Зависимости зазоров S_k и неравномерности S_n их изменения в коренных подшипниках двигателя ЗМЗ-2401 от пробега и исходных зазоров:

1 — третий подшипник; 2 — пятый подшипник; 3 — первый подшипник; 4 — четвертый подшипник; 5 — второй подшипник; 6 — неравномерность изнашивания

коренных подшипниках на первом этапе происходит "выравнивание" зазоров (уменьшение их неравномерности относительно исходной) до значения $S_{H_{min}}$ (см. рис. 3). Но и по мере выравнивания зазоров интенсивность изнашивания подшипников с первоначально меньшими зазорами из-за более значительных отклонений геометрической формы шеек, полученных на начальном этапе, по-прежнему остается выше.

Подтверждением такого двухстадийного механизма изменения неравномерности изнашивания коренных подшипников двигателя служат экспериментальные данные А.Д. Назарова (табл. 6), полученные им на двигателях ЗМЗ-53. Из них видно, что, независимо от номера коренной шейки, имеющей максимальный исходный зазор в подшипнике, наибольший износ наблюдается у шеек, в подшипниках которых зазоры первоначально были минимальными.

Зависимость износа саморазгружающихся сопряжений "гильза цилиндра—поршневое кольцо" от пробега, учитывающая развивающуюся в процессе эксплуатации ДВС овальность гильзы и действие абразивных частиц пыли, поступающих с топливовоздушной смесью в зазор между поршневым кольцом и гильзой, имеет вид формулы № 13, адекватность которой физическим реалиям подтверждена эксплуатационными испытаниями многих моделей ДВС, выполненными авторами статьи, а также анализом результатов исследований М.А. Григорьева, А.С. Денисова, И.Б. Тартаковского и др.

Экспоненциальный рост интенсивности изнашивания элементов ЦПГ в начальный, достаточно длительный (60—120 тыс. км), период эксплуатации в соответствии с формулой № 13 позволяет сделать вывод: значение неравномерности S_H изнашивания одноименных сопряжений ЦПГ в этот период также увеличивается (рис. 4) по зависимости, характерной для динамически нагруженных сопряжений, т. е. в соответствии с формулой № 9, в которой S_{0H} — значение исходной неравномерности зазоров в сопряжениях ЦПГ, а b_H — коэффициент интенсификации неравномерности изнашивания элементов ЦПГ. Следовательно, ресурс l ЦПГ будет уменьшаться не пропорционально исходной величине неравномерности S_{0H} , а по нарастающей экспоненте, как и в случае подшипников коленчатого вала.

Аналогичные механизмы деградации технического состояния характерны не только для механических систем, но и для электрических (батарей аккумуляторов, например), пневматических, гидравлических и других элементов конструкции автомобиля, имеющих в своем составе одноименные элементы.

Таблица 6

Номер ДВС	Исходный зазор/износ коренной шейки, мм				
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5
1	65/62	77/48	75/46	80/45	62/52
2	126/45	123/45	128/65	148/24	129/39
3	306/123	300/117	232/125	204/137	260/152

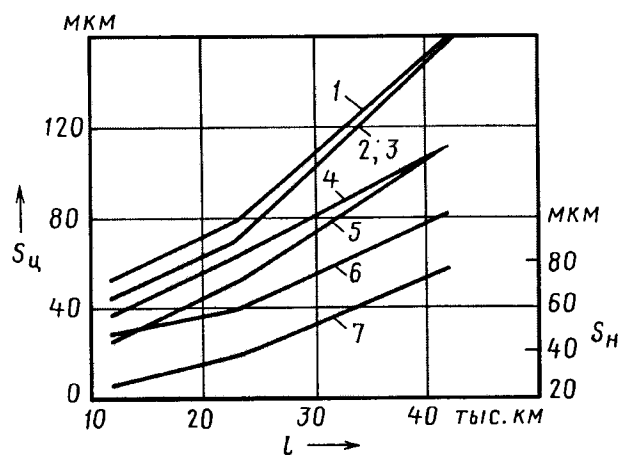


Рис. 4. Зависимости износа $S_{ц}$ цилиндров двигателя ЗИЛ-130, неравномерности S_H их изнашивания от пробега l (по данным М.А. Григорьева):

1 — первый цилиндр; 2 — второй цилиндр; 3 — третий цилиндр; 4 — седьмой цилиндр; 5 — пятый цилиндр; 6 — шестой цилиндр; 7 — неравномерность изнашивания

Таким образом, на ресурс взаимосвязанных одноименных элементов автомобиля оказывают влияние условия их функционирования и неравномерность исходных структурных параметров в их сопряжениях. Приведенные в статье формулы позволяют повысить точность прогнозирования ресурса, расхода запасных частей, корректировать нормативы периодичности диагностирования, технического обслуживания, предупредительных ремонтов всей номенклатуры одноименных элементов автомобиля и снизить затраты на поддержание его работоспособности.

Экспоненциальный рост исходной неравномерности структурных параметров одноименных элементов в процессе эксплуатации предъявляет высокие требования к точности изготовления деталей и технологии сборки агрегатов, в состав которых они входят. При этом необходимо помнить, что каждое последующее отклонение от номинального размера сопряженных одноименных деталей в составе агрегата на одну и ту же фиксированную величину, например 0,01 мм, приводит к гораздо большей потере его потенциального ресурса, чем предыдущее.

Из сказанного, кроме того, следует, что удовлетворение требований допусков при изготовлении деталей одноименных сопряжений не является достаточным критерием для оценки качества изделия, поэтому необходимо развивать технологии, обеспечивающие изготовление идентичных (точных копий) одноименных деталей с минимальными отклонениями их размеров от номинальных. То есть уменьшение исходной неравномерности структурных, рабочих и иных параметров (например, повышение равномерности распределения нагрузок относительно центра масс автомобиля) в одноименных элементах агрегатов в сфере их производства и своевременное принятие мер по устранению причин интенсивного ее развития в процессе эксплуатации (при ТО и ремонте) — достаточно серьезные резервы повышения долговечности и технико-экономических показателей работы автомобиля.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ, СКОРОСТНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ГРУЗОВЫХ АТС НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Канд. техн. наук В.Н. КОНОПЛЕВ

МГИУ

Реализация потенциальных свойств грузовых АТС серийного производства и их функциональных систем представляет собой, как известно, случайный процесс. Однако связи (внутренние и внешние), проявляющиеся в системе "автомобиль—водитель—дорога—окружающая среда—производство", носят вполне определенный, устойчивый характер. Эта особенность позволяет строить математические модели, оперирующие средними значениями показателей их выходных свойств. В том числе топливно-экономических и скоростных, которые в значительной степени предопределяют энергетическую эффективность и экономический эффект АТС в эксплуатации. Причем перечень показателей, характеризующих топливно-экономические и скоростные свойства, узаконены ГОСТ 20306—90 и ГОСТ 22576—90 (табл. 1).

Автор построил такие модели статистически устойчивых закономерностей для наиболее распространенных у нас грузовых АТС (ЗИЛ, КамАЗ и МАЗ), как это обычно делается в таких случаях, т. е. проводя факторный анализ и применив пакет прикладных программ по статистической обработке исследовательских данных. Кроме того, статистически обосновал объем выборок по каждой модели используемых для формирования функций критериев рассматриваемых свойств от общезначимых конструктивных параметров грузовых АТС, получив 95%-е доверительные интервалы: по критерию топливной экономичности — $\pm 0,5$ кг/100 км, по критерию скоростных свойств для автомобилей — ± 1 с и автопоездов — ± 4 с. Качество регрессионных моделей оценивал по трем составляющим: результатам оценки значимости коэффициентов регрессии и значениям множественного коэффициента корреляции (R^2), позволяющим оценить степень корреляции зависимости независимых переменных от зависимой.

И, наконец, информационную способность I модели определяли на основании известного расчетного критерия Фишера $F_I = S_{\text{общ}}^2 / S_{\text{НА}}^2$, в котором $S_{\text{общ}}$ — среднеквадратическое отклонение генеральной выборки численных значений показателей топливно-скоростных свойств АТС, а $S_{\text{НА}}$ — среднеквадратичные отклонения показателей средних значений топливно-скоростных свойств по одной модели АТС от их предсказываемых значений по регрессионным моделям, рассчитываемые по формуле $I = 100(\sqrt{F_I} - 1)$. В результате установлено, что при значениях $I < 30\%$

использование модели нецелесообразно, а при $I > 30\%$ модель описывает результаты эксперимента лучше, чем широко применяемая простейшая модель $Y = y_{\text{общ}} = \text{const}$, где $y_{\text{общ}}$ — среднее арифметическое значение показателя топливно-экономических и скоростных свойств АТС.

Адекватность F_a модели проверялась исходя из следующих условий: если $F_a < F_{\text{табл}}$, то анализируемая модель адекватно описывает фактические результаты, а если $F_a > F_{\text{табл}}$, то гипотеза отклоняется, так как мо-

Таблица 1

ГОСТ	Конструктивный параметр, показатель топливно-скоростных свойств АТС	Обозначения	Единица измерения
80306—90	Расход топлива при постоянной скорости движения, км/ч:		
	30	$Q_{S_{30}}$	кг/100 км
	40	$Q_{S_{40}}$	То же
	50	$Q_{S_{50}}$	"
	60	$Q_{S_{60}}$	"
	70	$Q_{S_{70}}$	"
	80	$Q_{S_{80}}$	"
	Расход топлива при движении по переменному продольному профилю со средней скоростью 70 км/ч	$Q_{S_{70}}$	"
22576—90	Время разгона автомобиля на прямой передаче с 20 до 60 км/ч	T_{20-60}	с
	Время разгона автомобиля до скорости, км/ч:		
	60	T_{60}	То же
	80	T_{80}	"
	Время прохождения автомобилем 400 м при разгоне на участке протяженностью 2 км	T_{400}	"
	Время прохождения автомобилем 1000 м при разгоне на участке протяженностью 2 км	T_{1000}	"
	Условная максимальная скорость	$v_{\text{усл}}$	км/ч
Максимальная скорость движения	v_{max}	То же	
Максимально необходимая скорость движения автомобиля из условия обеспечения движения со средней скоростью, равной 70 км/ч, по дороге с переменным продольным профилем	$v_{\text{max}/v=70}$	"	

Таблица 2

Номер регрессивной модели	Информативность, И, %	F_a	$F_{\text{табл}}$
1	83	0,76	2,3
2	168	0,16	3,2
3	167	0,33	3,3
4	356	0,16	2,3
5	227	0,26	2,3
6	34	0,71	4,1
7	125	0,36	3,3
8	97	0,87	2,3
9	302	0,1	2,9
10	55	0,76	2,8
11	243	0,48	2,2
12	243	0,55	2,2
13	207	0,21	2,2
14	638	0,06	2,2
15	163	0,52	2,3
16	352	0,47	2,2
17	252	0,06	3,2
18	1200	0,05	2,2
19	250	0,58	2,8
20	253	0,39	2,8

дель неадекватная. Итоговые регрессионные модели приведены в табл. 2.

Полученные регрессионные модели, описывающие связи сложной системы "автомобиль—водитель—дорога—окружающая среда—производство" в соответствии с блок-схемой (рис. 1), даны в табл. 3.

Результаты статистического анализа системы регрессионных моделей, описывающих внутренние и внешние связи объекта (совокупность серийных грузовых автомобилей одной модели) в рассматриваемой системе показали, что они достаточно корректно идентифицируют эту систему (см. табл. 3) и могут быть использованы в конструкторской и учебной практиках.

Автором разработан алгоритм (рис. 2), позволяющий по данным моделям при прогнозировании оценок показателей топливно-экономических и скоростных, а также эксплуатационных свойств грузовых АТС решать как прямую, так и обратную задачи уже на стадии проектирования. В частности, при решении пря-

Таблица 3

Блок моделей	Номера		Регрессионная модель	Примечания
	блока моделей	модели		
Критерии топливно-экономических и скоростных свойств в зависимости от выходных параметров двигателя	1	1	$Q_{S_{60}} = 23,7(1,43 - 0,044N_{\text{уд}})(0,706 + 0,0015g_{\text{min}})$	$N_{\text{уд}}$ — удельная мощность автомобиля; g_{min} — минимальный удельный расход топлива
		2	$T_{20-60} = 70,4 - 1,72N_{\text{уд}}$	Автомобиль
		3	$T'_{20-60} = 386,4 - 36,0N_{\text{уд}}$	Автопоезд
Критерии топливно-экономических и скоростных свойств в зависимости от конструктивных параметров автомобиля	2	4	$Q_{S_{60}} = 29,8 - 15,5V_h/m_a$	V_h — рабочий объем двигателя; m_a — полная масса автомобиля
		5	$T_{20-60} = 1432 - 5930(V_h/m_a) + 8287(V_h/m_a)^2 - 3779(V_h/m_a)^3$	Автомобиль
		6	$T'_{20-60} = 2256 + 12\,084(V_h/m_a) + 16\,747(V_h/m_a)^2$	Автопоезд
Показатели эксплуатационных свойств в зависимости от выходных параметров двигателя	3	7	$Q_{S_{v=70}} = 35,0(1,508 - 0,056N_{\text{уд}})(-5,8 + 0,0695g_{\text{min}} - 0,00017g_{\text{min}}^2)(25,3 - 74,8(n_m/n_e) + 57,3(n_m/n_e)^2)$	n_m — частота вращения коленчатого вала при M_{max} ; n_e — то же при N_{max}
		8	$v_{\text{max}/v=70} = 88,0 - 1,19N_{\text{уд}}$	—
Показатели топливно-экономических и скоростных свойств в зависимости от их критериев	4	9	$v_{\text{усл}} = 97,9 - 0,203T_{20-60}$	—
		10	$T_{400} = 31,0 + 0,106T_{20-60}$	—
		11	$v_{\text{max}} = 38,2 - 0,61v_{\text{усл}}$	—
		12	$Q_{S_{70}} = 0,4 + 1,14Q_{S_{60}}$	—
		13	$Q_{S_{80}} = 3,5 + 1,5Q_{S_{60}}$	—
		14	$T_{60} = -102,7 + 3,90T_{400}$	—
		15	$T_{80} = -90,8 + 4,50T_{400}$	—
		16	$T_{1000} = 3,9 + 1,70T_{400}$	—
Показатели эксплуатационных свойств в зависимости от критериев топливно-экономических и скоростных свойств	5	17	$Q_{S_{v=70}} = 3,7 + 1,4Q_{S_{60}}$	—
		18	$v_{\text{max}/v=70} = 64,7 + 0,14T_{20-60}$	—

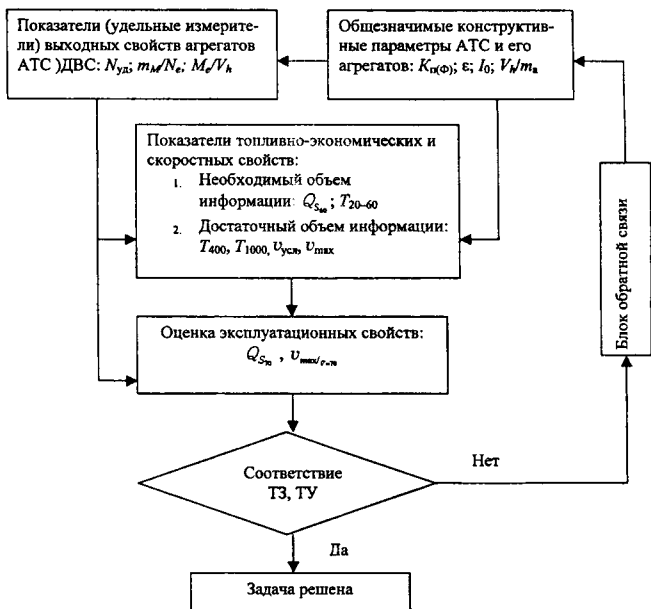
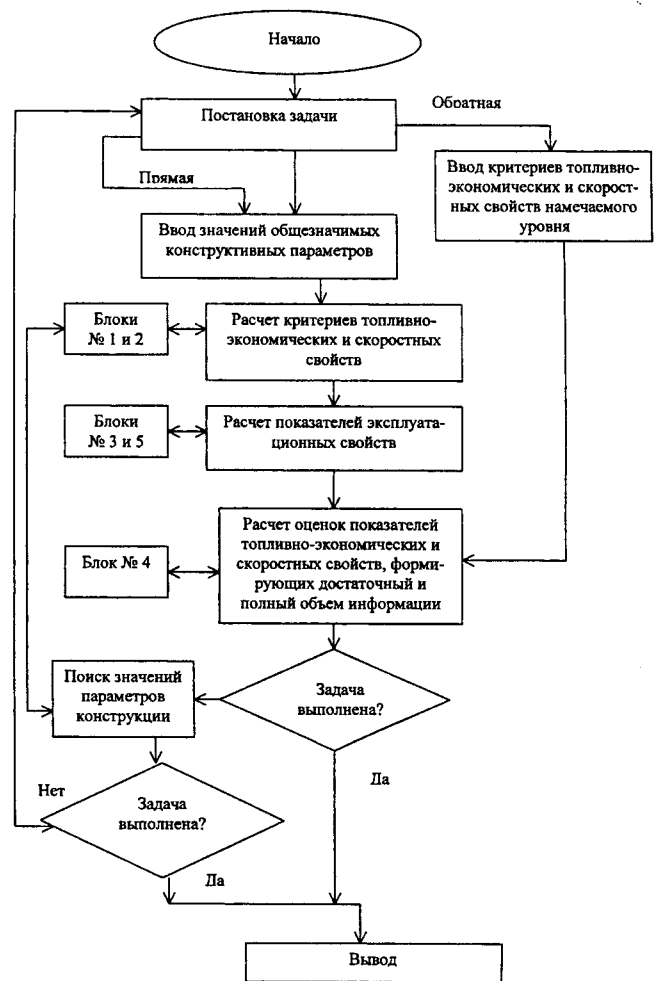


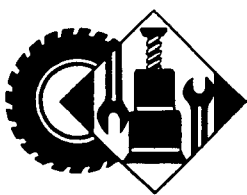
Рис. 1. Блок-схема формирования топливно-скоростных свойств серийных грузовых АТС на стадии их проектирования:

$N_{уд}$ — удельная мощность автомобиля; n_M — частота вращения коленчатого вала при M_{max} ; n_e — то же при N_{max} ; $K_{п(ф)}$ — конструктивные параметры, определяющие функциональные свойства АТС; ϵ — степень сжатия двигателя; V_h — рабочий объем двигателя; I_0 — передаточное отношение главной передачи; m_a — полная масса грузового АТС

Рис. 2. Алгоритм прогнозирования показателей топливно-скоростных и эксплуатационных свойств автомобилей серийного производства



метров конструкции (по принятому значению критерия топливной экономичности или скоростных свойств осуществить поиск требуемого значения конструктивного параметра).



АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 697.94

ОЦЕНКА УСЛОВИЙ РАБОТЫ ВОДИТЕЛЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПАРАМЕТРОВ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Н.Я. ПРИВАЛОВ, О.А. КОВАЛЬЧУК, д-р техн. наук А.Д. ГРИГА, К.В. ХУДЯКОВ
Автобусное производство "Волжанин", Волжский ГТУ

Неблагоприятные параметры микроклимата в кабине АТС общеизвестны. Это высокие температура, влажность, уровень шума, вибрации, пыль. И все они далеко небезобидны. И не только для пассажиров, но и, что значительно серьезнее, для водителя.

Например, доказано: именно у водителей АТС наблюдаются отклонения в функциях, связанных с вниманием, памятью и даже мышлением вообще. В частности, увеличивается время реагирования водителя на дорожную обстановку, уменьшается точность его действий, увеличиваются отклонения от заданной полосы движения, чаще пропускаются световые сигналы. Результат — повышение вероятности ДТП.

Так, исследования показывают: если температура в кабине АТС больше 295 К (22 °С), то ее рост на 1 К увеличивает число ДТП на 11,8 %.

Несколько менее известна связь ДТП с другими перечисленными выше параметрами микроклимата в кабине АТС. Но она есть. К примеру, установлено, что

при низкой (30—40 %) относительной влажности у водителя пересыхают слизистые оболочки дыхательных путей и глаз, нарушается баланс солей в организме, а высокая (60—70 %) — сопровождается местным перувлажнением, переохлаждением и, как результат, простудными заболеваниями.

Все перечисленное говорит о том, что водитель должен работать в комфортных условиях. Однако в настоящее время, к сожалению, критериев, характеризующих данное понятие не только с качественной, но и (что еще более важно) с количественной стороны, фактически не сформулировано.

Таков очевидный "пробел" в области теории и практики. Чтобы его заполнить, специалисты ВолгГТУ попытались решить теоретическую часть данной проблемы. Для чего предложили применить к автомобилю более полные качественные и количественные характеристики комфортности по температуре и относительной влажности воздуха в кабине водителя: "теплонпряженность кабины" и "коэффициент комфортности по температуре и относительной влажности".

Начнем с теплонпряженности кабины.

В практике создания энергетических котлов и газотурбинных двигателей термин "теплонпряженность" применяется давно. Например, для сравнения характеристик энергетических котлов широко используется параметр "теплонпряжение зоны активного горения топлива"; в ГТД работу их камер сгорания оценивают с помощью коэффициента "теплонпряженность камеры сгорания". Причем оба показателя имеют один и тот же физический смысл: количество выделенной при сжигании топлива за определенное время теплоты, приходящееся на единицу рабочего объема топки или жаровой трубы камеры сгорания и единицу давления. Видимо, не будет ошибкой, если и для количественной оценки комфортных условий работы водителя АТС ввести названный выше показатель — "теплонпряженность кабины", равный отношению произведения теплосодержания ($c_p t$) воздуха на коэффициент W относительной его влажности к объему V кабины и кратности m ее вентиляции. Иначе говоря, вычислять

$$\text{его по формуле } Q_{tW} = \frac{[c_p t W d V]}{V^2 m}.$$

Показатель Q_{tW} имеет простой и очевидный физический смысл: это отношение неблагоприятных факторов (температуры и относительной влажности), с учетом их негативного влияния друг на друга, к объему V кабины (салона), умноженному на кратность обмена воздуха в ней в единицу времени. Данная формула дает возможность определить Q_{tW} для комфортных и любых других условий работы водителя, включая экстремальные.

Теперь о коэффициенте комфортности по температуре и относительной влажности.

Его предлагается оценивать по отношению теплосодержания Q_{tW} кабины при комфортных условиях к ее же теплосодержанию ($Q_{tW})_3$ при негативных воздей-

ствиях на работу водителя, т. е. вычислять по формуле

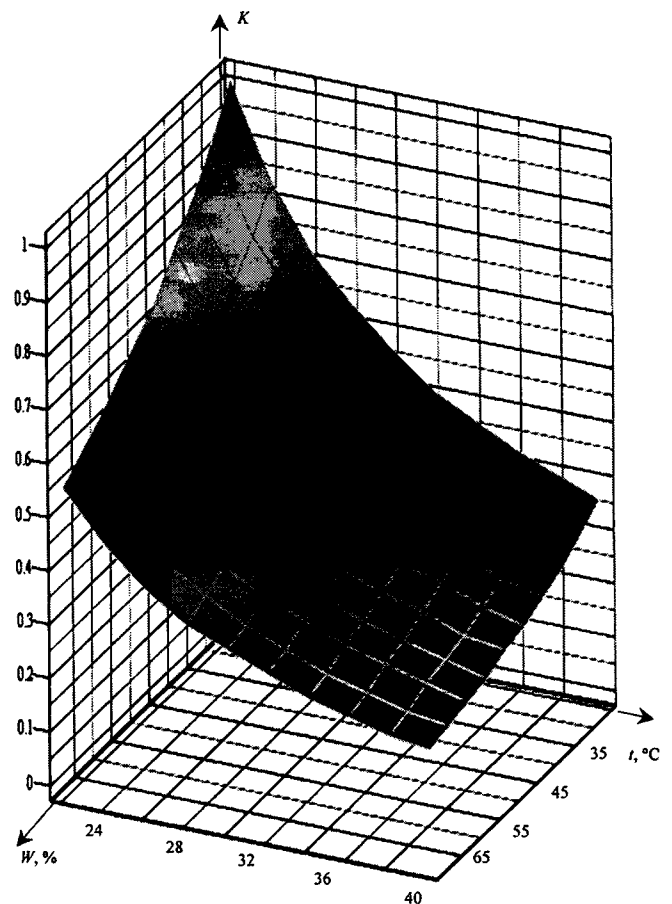
$$K_{tW} = \frac{Q_{tW}}{(Q_{tW})_3}.$$

Этот коэффициент тоже физически прозрачен: он показывает, насколько условия работы водителя в конкретных условиях эксплуатации АТС отклоняются от комфортных.

Теперь об определении Q_{tW} , $(Q_{tW})_3$ и K_{tW} .

Для расчета теплонпряженности Q_{tW} по приведенной выше формуле необходимо, очевидно, знать численные значения четырех входящих в нее физических параметров — средней температуры в кабине, относительной влажности воздуха, объема кабины и кратности обмена воздуха в ней. И проблем здесь нет.

Так, среднюю температуру в кабине находят по результатам измерений в нескольких местах (где находится водитель; у потолка; над полом; рядом с боковым стеклом со стороны водителя; на приборной панели) и последующего усреднения этих результатов. Относительную влажность воздуха можно измерить или брать типичной для места эксплуатации АТС в определенный сезон; объем кабины дает технический паспорт АТС. Кратность вентиляции — объем воздуха, прошедшего через кабину за единицу времени, разделенный на ее объем. Она ограничивается скоростью потока воздуха, которая не должна превышать 2 м/с. Кроме того, на практике дело еще более упрощается:



Зависимость коэффициента K комфортности от температуры t в кабине автобуса и влажности W

Кабина	Значение K_{tW} при температуре, °С, $W = 25\%$ и кратности вентиляции 3 ч^{-1}										Значение K_{tW} при влажности воздуха, %, $t = 35\text{ °С}$ и кратности вентиляции 3 ч^{-1}									
	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	25	30	35	40	45	50	55	60	65	
Без кондиционера	1,0	0,92	0,85	0,79	0,73	0,69	0,65	0,61	0,59	0,55	0,61	0,51	0,44	0,38	0,34	0,31	0,28	0,26	0,24	
С включенным кондиционером	—	—	1,0	1,0	1,0	0,96	0,88	0,81	0,76	0,71	0,85	0,71	0,60	0,53	0,47	0,42	0,39	0,35	0,33	

условия, благоприятные для водителя, т. е. когда наблюдаются максимальные его работоспособность и концентрация внимания, известны. Это: температура не более 295 К (22 °С); относительная влажность, равная 50 %; кратность вентиляции не менее 3 ч^{-1} . Известна и теплоемкость воздуха: она составляет $1,005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Располагая этими данными и зная объем кабины, легко подсчитать Q_{tW} . Нет сложностей и в определении (Q_{tW}): нужно лишь задаться "дискомфортными" значениями температуры 308 К (35 °С) и относительной влажности W_3 .

Формула для расчета коэффициента комфортности по температуре и относительной влажности в общем

случае имеет следующий вид: $K_{tW} = \frac{\int c_p t W dV}{\int c_p t_3 W_3 dV}$. Но

если расчет вести для средних по всему объему кабины значений параметров, то она превращается в формулу

$$K_{tW} = \frac{tW}{t_3 W_3}$$

Выполненные по ней расчеты для случая, когда $t_3 = 308 \text{ К}$ (35 °С) и $W_3 = 60\%$, дали следующий ре-

зультат: $K_{tW} = 0,52$. Это означает, что условия комфортности в данном экстремальном случае снизились по отношению к случаю "полный комфорт" на 48 %. Но если в состав системы вентиляции кабины при той же кратности обмена воздуха включить кондиционер с вихревой трубой (снижение температуры $\Delta t_k = 9 \text{ К}$), то K_{tW} возрастает до 71 %, поскольку средняя температура в кабине снизится до 299 К (26 °С). Так что, в принципе, если кабину оснастить еще и устройством, способным уменьшать относительную влажность воздуха и охлаждать его сильнее, то можно обеспечить $K_{tW} = 100\%$. Это хорошо видно из таблицы и рисунка, где приведены расчетные значения K_{tW} .

Показатели "теплонапряженность кабины" и "коэффициент комфортности по температуре и относительной влажности" позволяют сравнивать условия работы водителей в кабинах различных АТС, выбирать и реализовывать пути нормализации этих условий. В частности, применять конструкторские мероприятия. И, прежде всего, — правильно выбирать параметры вентиляционной системы и системы кондиционирования. В том числе с запасом для компенсации ухудшения условий работы из-за несовпадения реальных условий эксплуатации с расчетными.

УДК 623.486

ТРЕБОВАНИЯ К РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ ВОЕННОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Х.Х. ЛАТЫФОВ

Рязанский ВАИ

Ремонтопригодность — одно из основных потребительских свойств военной автомобильной техники: от нее во многом зависит решение боевых задач войсками.

Однако анализ показывает, что при создании новых образцов ВАТ конструкторы и технологи, к сожалению, не всегда руководствуются основополагающими принципами разработки ремонтнопригодных конструкций. В частности, такими, как обеспечение блочности (модульности) агрегатов и элементов систем, членности и раскрываемости изделия, необходимой доступности, легкосъемности и взаимозаменяемости сборочных единиц, простота и удоб-

ство поиска отказов и повреждений, а также возможность быстрой и надежной проверки работоспособности агрегатов и систем в полевых условиях.

Все перечисленные принципы направлены, по сути, на одну цель: обеспечить высочайшую ремонтнопригодность ВАТ, поскольку она выходит из строя не только по тем же "естественным" причинам, что и техника гражданского назначения, но и получает боевые повреждения.

Конечно, способы достижения данной цели довольно четко оговорены в "Общетехнических требованиях к ВАТ". Но опыт свидетельствует, что этого недостаточно. Необ-

ходима еще и четко работающая система всестороннего контроля за проведением разработчиками и заводами-изготовителями мероприятий по обеспечению высокой приспособленности новых образцов ВАТ к войсковому ремонту. Причем контроля, проводимого на всех этапах их разработки. И особенно — на ранних стадиях ОКР: чем раньше военные представительства возьмут под свой контроль работы по обеспечению ремонтнопригодности и чем активнее влияют на внедрение прогрессивных технических решений, тем меньше недостатков имеют новые образцы ВАТ, представляемые на приемочные испытания.

С точки зрения приспособленности образцов ВАТ к войсковому ремонту должны предъявляться, что доказано многолетней практикой, как минимум три группы требований.

Во-первых, требования к конструкции и компоновке. Это возможность замены составных частей в

полевых условиях с помощью инструмента, приспособлений и оборудования подвижных ремонтных средств; оперативная продолжительность замены составных частей, оговоренная в тактико-техническом задании; осуществимость механизированной мойки, т. е. исключение скопления влаги в нишах, "карманах" и необходимости ручной доочистки, а также применения средств доочистки (автоматизации) разборочно-сборочных работ при замене составных частей; минимальное, согласованное с заказчиком и включенное в ЗИП число наименований специальных инструментов и приспособлений, применяемых при ремонте; замена агрегатов, узлов и приборов, посильная специалистам 3—4 разрядов.

Во-вторых, требования по доступности к составным частям ВАТ, оптимальное размещение составных частей, удобный доступ к ним исполнителю ремонтных работ, как в летнем, так и зимнем обмундировании; свободный доступ динамометрическими ключами к деталям крепления с нормируемым усилием затяжки; минимальное число вспомогательных операций; наличие в труднодоступных местах люков размером не менее 200 × 200 мм для выполнения работ одной рукой и 350 × 350 мм для выполнения работ

двумя руками; возможность одновременного выполнения максимального числа операций ремонта и доступа исполнителем рукой до любой нужной точки в зоне выполнения работ, не меняя удобной позы; а также установки агрегатов (узлов) на стенды для выполнения разборочно-сборочных и проверочных работ; отчетливую видимость исполнителем всей зоны выполняемой работы, т. е. исключение работ на ощупь; надежный и правильный захват инструментом нужной детали.

В-третьих, требования к легкосъемности составных частей. А они таковы: рациональное членение на составные части с учетом их безотказности и долговечности; возможность замены каждой составной части без разборки и снятия других составных частей; наличие быстроразъемных соединений для крепления составных частей, а на агрегатах, узлах массой более 30 кг — мест или рымов для зачаливания их грузоподъемным оборудованием; приспособленность к разборке—сборке прессовых соединений с усилием прессования не более 100 кН (10 тс) при перемещении деталей на расстояние до 100 мм; удобное снятие стопорных, уплотнительных и других пружинных колец; наличие вырезов или технологических отверстий под выколотки при отсутствии

возможности удобной разборки—сборки прессовых соединений, а также резьбовых отверстий под демонтажные болты в деталях с фланцевым соединением (стаканы подшипников, крышки картеров с установочными буртиками и т. п.) и в деталях, сборка которых производится с применением герметика; приспособленность соединительных элементов (муфт, фланцев, патрубков и т. п.) к замене без снятия агрегатов и узлов, к которым они подсоединены; наличие на посадочных поверхностях деталей (осей, валов) направляющих фасок, имеющих угол наклона не более 30°; крепление и конструкция разъемов, обеспечивающие минимальные затраты времени на разборочно-сборочные работы; передача усилия прессования при демонтаже подшипников качества через посадочное кольцо; возможность выпрессовки подшипников без повреждения их и деталей, сопряженных с ними.

Совокупность перечисленных требований к ремонтпригодности ВАТ должны задаваться как количественно, так и качественными характеристиками конструктивного исполнения, реализация которых в процессе разработки позволяет свести к минимуму затраты времени и труда на восстановление ВАТ в условиях войскового ремонта.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.9.044.62-242.3

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОФИЛЯ КОПИРОВ СТАНКОВ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ

Д-р техн. наук Г.Г. ЗАГРЕБИН

Саратовский ГАУ имени Н.И. Вавилова

Эффективность работы двигателя, его мощность, экономичность и межремонтный срок службы, а также расходы топлива и масла во многом зависят от работы цилиндропоршневой группы и, прежде всего, функционирования поршневых колец в неблагоприятных условиях — при высоких температурах, переменных нагрузках, граничной смазке, в коррозионной среде. Вместе с тем поршневое кольцо — наименее

доступная для наблюдения и исследования деталь. Поэтому о нем в эксплуатационном режиме двигателя известно, мягко говоря, не очень многое. Да и то больше с чисто качественной стороны. Например, что основные функции, которые оно должно выполнять, сводятся к герметизации камеры сгорания, отводу теплоты от нее и маслораспределению; что его уплотнительная способность зависит от непрерывности контакта поверхностей с сопряженными деталями (канавками поршня и цилиндровой втулкой); что для эффективной и длительной работы ЦПГ его образующая должна быть не только в непрерывном контакте со стенкой цилиндра, но и за счет сил собственной упругости оно должно оказывать определенное давление на стенки цилиндра. Количественная же сторона проблемы до

сих пор остается, по существу, переменной. Отсюда и практические выводы. А именно: законы распределения давления поршневого кольца на стенки цилиндра у различных двигателей (двухтактных, четырехтактных, карбюраторных и т. д.) различны. Более того, они неодинаковы и для верхних и нижних компрессионных, а также маслосъемных колец.

Надо сказать, что данная ситуация выявлена не сегодня. Так, еще в 1968—1990 гг. специалисты лаборатории поршневых колец Саратовского института механизации и электрификации сельского хозяйства (ныне Государственный аграрный университет) провели исследования, связанные с оптимизацией эпюр (в том числе равномерной, "грушевидной", "яблокообразной", эллиптической и "пропеллерной") радиальных давлений поршневых колец. В результате было определено, что от вида принимаемой к расчету эпюры радиальных давлений зависят и основные параметры поршневого кольца (радиальная толщина, развиваемое им среднее давление на стенку цилиндра и т. д.). И, главное, получили соответствующие количественные зависимости, что дало в руки разработчиков колец довольно надежный инструмент.

Однако если геометрические размеры поперечного сечения поршневого кольца рассчитать и обеспечить при изготовлении не составляет большой сложности, то расчетное определение формы кольца в свободном (разжатом) состоянии и воспроизведение этой формы на заготовке по-прежнему остается непростой задачей. Дело в том, что способы расчета формы кольца в свободном состоянии на основе элементарной теории сопротивления материалов в силу упрощающих допущений в настоящее время не отвечают требованиям по точности расчета такой прецизионной детали, какую, по существу, и представляет собой поршневое кольцо. В частности, большинство используемых способов не учитывают геометрическую нелинейность задачи. И, кроме того, физическую нелинейность упругих свойств наиболее широко применяемого материала — специального серого чугуна. Поэтому воспроизвести требуемую эпюру радиальных давлений у готовых колец в соответствии с ТУ чертежа, используя данные способы, практически невозможно.

Между тем требования к качественным характеристикам поршневых колец и строгому соответствию ТУ чертежа со стороны двигателестроителей становятся все жестче. В связи с чем изготовители колец постепенно переходят к более совершенному способу их формообразования — обработке контура по копиру на специальных станках, который позволяет стабильно воспроизводить у готовых колец заданные параметры. Правда, он требует строгой технологической дисциплины, сложной оснастки и хорошо отлаженного оборудования, а также выполнения, причем с высокой точностью, целого комплекса расчетов. В том числе формы кольца в свободном состоянии; формы кривой, замыкающей разрыв кольца в замке; положения оси вращения заготовки поршневого кольца при обработке ее на копирном станке; учета кинематики применяемого копирного узла и профиля копира.

При использовании копирного способа формообразования поршневых колец результаты получаются в целом неплохими. Однако непрерывный контур свободной формы кольца и при данном способе формируется режущей кромкой резца. Но лишь при соблюдении определенных условий. В этом случае разрыв осевой линии поршневого кольца, образующийся в результате ее перехода из сжатого (круглого) состояния в свободное, должен быть замкнут линией, которая соединяет две крайние точки концов разведенного в свободное состояние кольца таким образом, чтобы режущая кромка резца обтачивала замкнутый контур заготовки без разрывов. Форма линии, замыкающая контур двух половинок поршневого кольца в районе замка, в принципе, может быть любой. Но при ее выборе необходимо выдержать обязательное условие гладкой стыковки линии, замыкающей замок, с линией формы кольца, перешедшей из сжатого состояния в свободное. В противном случае неизбежны удары суппорта станка, когда его резец при отточке замкнутого контура кольца переходит с одной формы (основная кривая) на другую (зону замка). И надо сказать, что методика расчета для копирного способа изготовления поршневого кольца этого, к сожалению, не учитывает. Расчет его формы в свободном состоянии выполняют в полярных координатах, центр которых совпадает с центром сжатого в круг кольца. При переходе же осевой линии кольца из сжатого состояния в свободное и замыкании разрыва этой линии в районе замка кольца некоторой кривой начало полярных координат сохраняются. Что явно нелогично.

Приняв точку начала полярных координат, относительно которой выполнялся весь расчет формы поршневого кольца в свободном состоянии, за ось вращения его заготовки, получаем различные радиус-векторы формы кольца с угловыми координатами, равными нулю (точка "спинки" кольца), и 180° (точка середины зоны вырезки замка кольца, т. е. диаметрально противоположная точке "спинки" кольца). Иначе говоря, получаем эксцентриситет овала, что совсем неудобно с технологической точки зрения: при обтачивании такого овала (токарной обработке заготовки кольца на копирном станке) данный эксцентриситет дает биение заготовки. Со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Можно ли уменьшить данное биение? Да, можно. В частности, путем уменьшения эксцентриситета овала. Для этого достаточно за ось вращения заготовки принять не ось сжатого в круг кольца, а некоторую другую точку на оси симметрии "спинка—замок". Причем анализ показывает, что целесообразнее всего эту точку поместить в середину оси симметрии "спинка—замок": тогда радиус-векторы при угловых координатах 0° и 180° станут равны между собой. То есть овал формы кольца в свободном состоянии будет максимально приближен к окружности, что обеспечит минимальное "биение" заготовки поршневого кольца.

Форму поршневого кольца в свободном состоянии с радиус-векторами, исходящими из нового (смещенного) центра полярных координат (который является и осью вращения заготовки поршневого кольца на ко-

пирном станке), принято называть формой кривой копирного точения. Именно данную форму кольца в свободном состоянии и должна воспроизвести на заготовке режущая кромка реза копирного станка.

Реализация — дело непростое. Ведь перемещение реза в радиальном направлении осуществляется с помощью копира, который представляет собой основу воспроизведения расчетной формы поршневого кольца на заготовке. Поэтому расчет профиля копира, учитывающий особенности кинематической цепи копирного узла станка, есть один из важнейших этапов расчетов поршневых колец. Кроме того, копирный способ формообразования поршневых колец, позволяющий воспроизводить на их заготовке заданную форму, требует изготовления высокоточной оснастки.

Таким образом, если говорить в целом, то производство и эксплуатация ДВС выявили одну из главных проблем отечественного и мирового двигателестроения: назрела необходимость разработки комплекса научно обоснованных методик расчета формы поршневых колец и высокоточной оснастки для современных способов их формообразования, создания математической модели гибкого технологического процесса производства, позволяющего стабилизировать и управлять качественными параметрами этих деталей ДВС.

Общая схема определения профиля копиров для изготовления поршневых колец, показанная на рис. 1, где $C(\psi)$ — функция остаточных формоизменений по периметру при сжатии в круг поршневого кольца; $E(\psi)$ — функция изменения условного модуля упругости по периметру поршневого кольца; K — масштабный коэффициент копирного устройства станка, учитывает особенности расчетов и последовательность их выполнения, позволяет решить данную задачу, т. е. выполнить весь комплекс расчетов в полном (в случае необ-

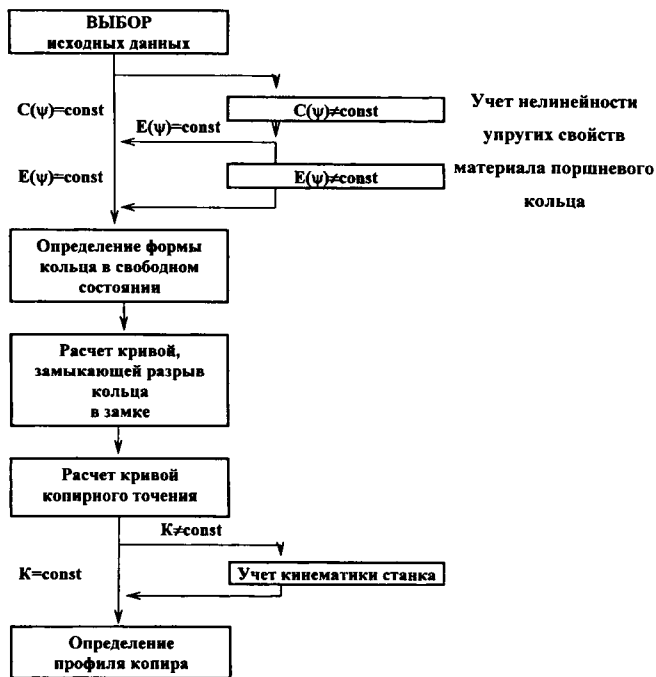


Рис. 1. Схема определения профиля копиров для изготовления поршневых колец

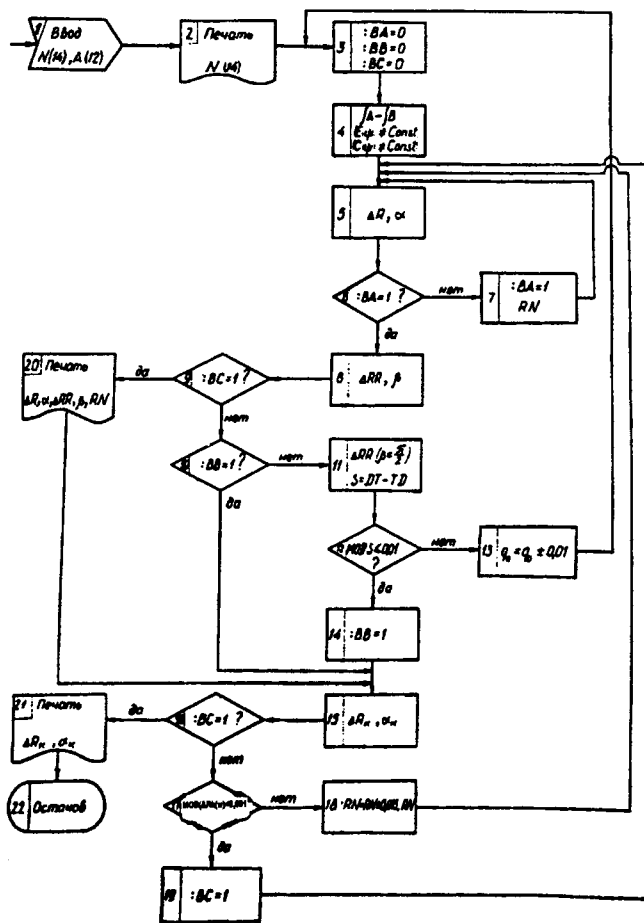


Рис. 2. Блок-схема алгоритма расчета профиля копиров для изготовления поршневых колец

ходимости, сокращенном) объеме. Она, как видим, блочная, что очень удобно при разработке алгоритма и отладке программы расчета профиля копиров на компьютерах.

При пользовании данной схемой требуется выполнять лишь несколько условий.

Первое: во всех без исключения расчетах строго соблюдать последовательность выполнения этапов. Но содержание каждого из этапов может варьироваться в зависимости от номинального диаметра поршневого кольца, его материала, способа формообразования и т. д. Причем любое отклонение от схемы общей методики влечет за собой погрешность расчета.

Второе: при расчете формы кольца в свободном состоянии и копира можно исключать или заменять отдельные блоки, не изменяя основной программы. Например, при расчете копира к новому копирному узлу станка следует заменить только блок учета особенностей кинематической цепи копирного узла.

Такова общая методика расчета колец и копиров. По ней проведены теоретические, расчетные и экспериментальные исследования; на каждый ее этап разработаны методы расчета. При этом результаты расчета каждого предыдущего этапа служили исходными данными для этапа последующего. Итогом стал алгоритм расчета профиля копиров, блок-схема которого приведена на рис. 2.

На нем: $T_{(14)}$ — исходные данные программы расчета формы поршневого кольца и копира; $A_{(12)}$ — коэффициенты 12-членного полинома, характеризующего вид эпюры радиальных давлений; $:BA, :BB, :BC$ — счетчики циклов; RN — величина смещения положения центра полярных координат; α, β — угловые координаты радиус-векторов формы поршневого кольца в свободном состоянии и кривой копирного точения; ΔR и ΔRR — величины приращений радиус-векторов формы поршневого кольца в свободном состоянии и кривой копирного точения в зависимости от соответствующих угловых координат α и β ; α_k и ΔR_k — угловая координата и приращение радиус-вектора формы профиля копира; q — среднее удельное давление поршневого кольца на стенку цилиндра.

Данная методика проверена на точность расчета как теоретически, так и экспериментально. И очень хорошо себя зарекомендовала. Поэтому и внедрена в ряде НИИ, КБ и на предприятиях. В том числе в НАМИ, НАТИ, НИИТавтопроме, ЦНИДИ, СКБГ, СКБД, КБ ПО "Коломенский тепловозостроительный завод, ПО "Брянский машиностроительный завод", Клинцовский завод поршневых колец, ПО "Русский дизель" и "Ижмаш", Мичуринский завод поршневых колец, Одесский завод поршневых колец, Одесский институт поршневых колец, Балаковский машиностроительный завод, АО "Волгодизельмаш" и т. д.

Что говорит о ее безусловной эффективности.

УДК 629.113.001.01:534

РАСЧЕТ КОЛЕБАНИЙ МАШИНЫ ПРИ ЕЕ ДВИЖЕНИИ ПО СЛУЧАЙНОМУ ПРОФИЛЮ

М.А. КАРУНИН

МГТУ "МАМИ"

Для анализа колебаний транспортно-тяговой машины от воздействия случайного микропрофиля опорной поверхности используют, как известно, ее амплитудно-частотную характеристику зависимости амплитуд перемещения, скорости, ускорения, отнесенные к амплитуде q_0 заданного перемещения от частоты возмущающего гармонического воздействия. В линейных системах, к которым в своем большинстве относятся системы подрессоривания таких машин, справедлива зависимость, согласно которой спектральная плотность выходной функции равна спектральной плотности входной функции, умноженной на квадрат модуля функции передаточной, которой и является амплитудно-частотная характеристика. Следовательно, зная спектральную плотность $S_q(\omega)$ неровностей, можно найти спектральную плотность ускорений $S_{\ddot{z}}(\omega)$ или другого параметра по формуле: $S_{\ddot{z}}(\omega) = \left| \frac{\ddot{z}}{q_0}(\omega) \right|^2 S_q(\omega)$.

Другими словами, используя данную формулу, можно вычислить спектр ускорений или скоростей для всего диапазона частот (ω), т. е. найти распределение дисперсий этих величин и оценить плавность хода АТС или определить допустимую скорость по критерию его вибронгруженности.

Однако здесь необходимо учитывать одно важное обстоятельство: так как спектральную плотность микропрофиля дороги обычно задают в функции линейной (путевой) частоты $S_q(\bar{s})$, то для определения уровня вибронгруженности необходимо ее преобразовать в функцию $S_q(\omega)$ временной частоты. И такое преобразование особого труда не представляет, поскольку между скоростью движения и частотой всегда есть определенная связь. Например, рассматривая движение по какому-то периодическому профилю гармонического типа, имеющего длину неровностей S и амплитуду q_0 , можно для текущего изменения координаты

профиля записать: $q = q_0(1 - \cos \omega t)$. При этом частота ω будет зависеть от скорости v движения по закону $\omega = 2\pi v/s$. Из чего следует: для каждой скорости осуществить преобразование $S_q(\bar{s})$ в $S_q(\omega)$, действительно, можно.

Зная же спектральную плотность, достаточно просто оценить уровень той или иной функции по интервалам частот. В частности, если, к примеру,

$\int_{\omega}^{\omega + \Delta\omega} S_x(\omega) d(\omega) = D_x(\Delta\omega) = \sigma_x^2(\Delta\omega)$, то для микропрофиля $\sigma_{\ddot{z}}^2(\Delta\omega) = \int_{\omega}^{\omega + \Delta\omega} S_{\ddot{z}}(\omega) d(\omega)$, а для виброускорения

$$\sigma_q^2(\Delta\omega) = \int_{\omega}^{\omega + \Delta\omega} S_q(\omega) d(\omega).$$

Для всего интервала частот, интегрируя кривую спектральной плотности по ω , получим значения дисперсий, или среднеквадратичных отклонений:

$$\sigma_q^2(\Delta\omega) = \int_{\omega}^{\infty} S_q(\omega) d(\omega); \quad \sigma_{\ddot{z}}^2(\Delta\omega) = \int_{\omega}^{\infty} S_{\ddot{z}}(\omega) d(\omega).$$

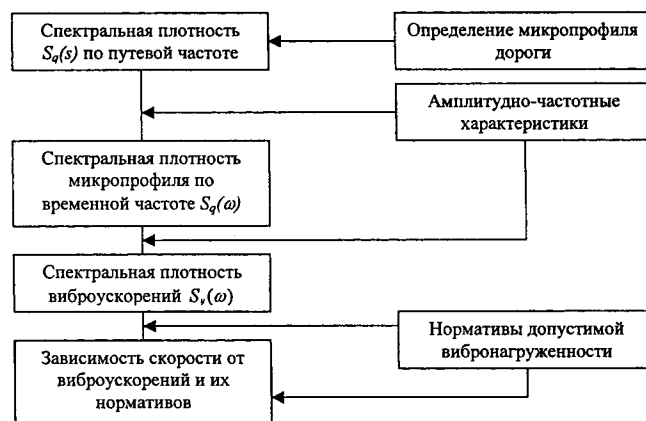
Передаточную функцию системы "дорога—автомобиль—водитель (груз)" можно, в принципе, получить экспериментально. Однако практически такие исследования удается провести далеко не всегда. Поэтому ее целесообразно определять аналитически: тогда вся методика нормирования скоростного режима будет базироваться на расчетных данных и известных конструктивных параметрах колесной или гусеничной машины.

Но построить амплитудно-частотную характеристику по математической модели, отображающей колебательную схему всей машины, аналитически невозможно: данная модель чрезвычайно сложна. В связи с чем для определения и нормирования скоростного режима машины нужно пользоваться более простыми математическими моделями. Дело в том, что погрешности от упрощения моделей в итоге оказываются незначительными. Причина тому — три обстоятельства. Во-первых, то, что влияние характера спектральной плотности микропрофиля влияет на результаты расчета гораздо сильнее, чем характер амплитудно-частотной

характеристики; во-вторых, что погрешность от использования любых математических моделей в области высоких частот существенно уменьшается, а ведь именно такими частотами, как правило, ограничивается скоростной режим машины, ибо в большей степени сказывается сам факт возникновения высокочастотных колебаний, когда амплитуды ускорений зависят от квадрата частоты; в-третьих, что нормативы допустимых перегрузок устанавливаются в некотором диапазоне, в определенной мере сглаживая отдельные неточности или допущения в упрощенных математических моделях.

Для автомобилей, не имеющих вторичного подрессоривания, математическая модель для построения передаточной функции с учетом несвязанности колебаний передней и задней частей в общем виде может быть представлена двумя уравнениями динамического равновесия, аналитическое решение которых известно. Поэтому для таких автомобилей построение амплитудно-частотной характеристики колебаний особых затруднений не вызывает. Тем более что дифференциальные уравнения динамического равновесия одномассовой системы можно дополнительно упростить, пренебрегая деформацией шин, поскольку последняя, по сравнению с деформацией рессор, на колебания подрессоренных масс оказывает незначительное влияние. В итоге уравнения колебательных процессов превращаются в однолинейное дифференциальное уравнение второго порядка, решение которого несложно.

Если имеется система вторичного подрессоривания, математическая модель упрощается в еще большей степени, и в данном случае можно пренебречь жесткостью шины и массой водителя в низкочастотном диапазоне, а колебания подрессоренной массы в высокочастотном диапазоне рассматривать как возбуждающие (в последнем случае неподдресоренные массы из рассмотрения исключаются).



Такой низкочастотный анализ позволяет найти аналитическое решение математической модели вторичного подрессоривания и построить расчетную амплитудно-частотную характеристику. Причем с точностью расчета, которая обеспечивает требуемую степень сходимости теоретических и экспериментальных данных.

Передаточная функция системы "дорога—автомобиль—водитель (груз)" может быть найдена аналитически для всех типовых конструкций машин различной компоновки. В принципе, могут быть аналитически аппроксимированы и кривые спектральной плотности микропрофиля. Тем не менее до конца осуществить аналитический расчет спектральной плотности вибронгруженности (ускорений) чрезвычайно сложно вследствие изменения функции $S_q(\omega)$ спектральной плотности от длины неровностей. Как правило, это приходится делать с помощью вычислительных методов.

Алгоритм расчета средней скорости тягово-транспортной машины по ограничениям от виброускорений приведен на рисунке и в комментариях (кроме тех, что приведены выше) не нуждается.

УДК 621.394.6

РАДИОКАНАЛ КАК СПОСОБ ДИСТАНЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ ИНФОРМАЦИИ В СИСТЕМЕ ПОЛИГОННЫХ ИСПЫТАНИЙ АТС

Кандидаты техн. наук В.И. ПЕТЬКО, А.Г. КУКОНИН и В.Е. КУКОНИН

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси

При полигонных испытаниях АТС измеряют, как известно, очень большое число параметров и режимов работы его узлов, для чего используют множество датчиков. Информация, поступившая от них, накапливается в бортовых запоминающих устройствах, а затем ее носители передаются в центр обработки.

Однако в настоящее время исследователи перешли к дистанционной передаче данных, используя различные линии связи, в том числе и ра-

диоканалы. И здесь возникла чисто техническая проблема: в один канал "вонзать" одновременно данные от нескольких датчиков весьма сложно. В итоге родилась идея так называемого уплотнения канала передачи данных в одной линии связи — временного, частотного и других вариантах. В результате появились различные способы такого уплотнения. Однако каждый из них, к сожалению, имеет свои недостатки. Это или взаимное влияние передавае-

мых данных от различных датчиков, или неодновременность поступления сигналов в линию связи и их приема, или их зависимость от изменения параметров канала и каналовобразующих средств. В связи с чем авторы данной статьи предлагают решить данную проблему путем использования цифровых методов. И, в частности, метода быстрых преобразований Фурье (БПФ).

Принцип организации системы передачи по этому методу заключается в совмещении частотного способа и цифровой фильтрации. (Правда, сигналы датчиков здесь должны быть приведены к виду гармонических колебаний различных частот, а параметры колебаний — изменяться в соответствии с изменениями показаний датчиков.)

Дело в том, что в цифровом канале, в отличие от случая аналоговых фильтров, частоты в общем канале могут быть размещены намного плотнее. Что позволяет получить большее число подканалов без их взаимного влияния.

Способ получения такого результата известен: формирование гармонических сигналов из обрабатываемого центра. То есть путем передачи соответствующих синхронизирующих сигналов от центра к периферийным датчикам.

В результате получается, что суммарный общий канал передачи на одной линии связи состоит из канала передачи синхросигнала в одну сторону и подканалов передачи информации от датчиков в обратную сторону.

Данная система работает следующим образом.

Через радиоканал на исходящий участок системы от ЭВМ поступает синхронизирующий сигнал в виде гармонического колебания наивысшей в полосе пропускания линии связи частоты. По этому сигналу формируются несущие сигналы по числу датчиков, представляемые в цифровом виде. Они одновременно с цифровыми сигналами от датчиков поступают в блоки модуляции, где и суммируются, а затем преобразуются из цифрового вида в аналоговые и образуют общий аналоговый сигнал. Выбор несущих сигналов и способ модуляции обеспечивают плотное размещение каналов без защитных частотных интервалов и, в то же время, без перекрытия спектров между подканалами.

На выходном конце канала общий аналоговый сигнал преобразуется в цифровую форму и поступает в ЭВМ, где он разделяется на частные сигналы по числу подканалов и демодулируется с выделением модулирующих сигналов в том виде, в котором они поступили от датчиков.

Это общий принцип. Проиллюстрируем его на примере.

Предположим, что сигналы от датчиков и несущие сигналы представлены в цифровом виде. Причем последние передаются в соответствующие блоки для их модуляции сигналами датчиков, а уже промодулированные и преобразованные в аналоговую форму смешиваются и поступают в радиоканал. (Полоса

частот, занимаемая каждым частотным подканалом в общем канале, зависит от частоты модулирующего сигнала, что следует учитывать при размещении поднесущих частот.) После прохождения через канал и обратного преобразования в цифровую форму принятый общий сигнал разделяется с помощью ЭВМ на исходное число частотных подканалов. Это разделение, производимое путем применения БПФ, дает исключительно высокое разрешение по частоте и позволяет с высокой степенью достоверности распознать номер частотного подканала без введения в принятый сигнал информации о принадлежности к определенному датчику.

Модулирующий сигнал можно также выделять (демодулировать) на каждой из частот и без применения специальной аппаратуры. Например, при амплитудной демодуляции использовать теорию аналитического сигнала, согласно которой для выделения огибающей амплитуды модулированного сигнала предназначена формула $\tilde{x}(n) = \sqrt{x^2(n) + x_c^2(n)}$, в которой $\tilde{x}(n)$ — огибающая модулированного сигнала, $x(n)$ — модулированный сигнал, $x_c(n)$ — сопряженный сигнал, полученный из $x(n)$.

Сопряженный сигнал $x_c(n)$, т. е. такой, где все гармоники сдвинуты на $(-\pi/2)$ по отношению к гармоникам исходного сигнала, получается с помощью преобразования Гильберта, которое имеется в стандартных программах.

Преимущества предлагаемого метода перед традиционными очевидны.

Если взять метод последовательной передачи сигналов от всех n датчиков на одной несущей частоте и предположить, что сигналы от датчиков поступают в цифровом виде (на сегодняшний день наиболее вероятный в связи с общей тенденцией развития измерительной техники), то при такой передаче ее скорость определится имеющейся полосой пропускания канала, а интервалы между подключениями датчиков к каналу будут зависеть одновременно как от скорости передачи, так и от числа датчиков. В результате может оказаться, что для некоторых датчиков данные интервалы слишком велики, а сокращать их за счет исключения сигналов от

других датчиков командами с приемной стороны — значит, усложнить алгоритм обмена. Кроме того, здесь нужен способ опроса либо с приемной стороны, либо датчиков. Для этого требуется ввести в состав передаваемой информации их номера (номера) для распознавания на приемной стороне.

Последовательная передача информации с разноразличных датчиков с точки зрения использования имеющейся полосы частот также страдает недостатком — недоиспользованием полосы: для передачи от медленно действующих датчиков занимает та же полоса, что и быстродействующих. (Правда, достоинством последовательной передачи является отсутствие сложной аналоговой фильтрации сигналов в канале связи.)

При параллельной передаче (например, многочастотной) значительно проще определяются номера датчиков, лучше используется полоса канала — для каждого частотного подканала выбирается требуемая полоса в зависимости от быстродействия датчика, временные разрывы в передаче данных отсутствуют. Однако все эти положительные моменты могут быть достигнуты только при наличии высококачественной аналоговой фильтрации для разделения подканалов, иначе придется идти на потерю части полосы для создания защитных интервалов между подканалами с целью исключения их взаимного влияния из-за перекрытия спектров. Требуется в данном случае и стабилизация генерируемых частот и параметров элементов аналоговых фильтров.

Предлагаемый же метод учитывает все это. Он, по существу, представляет собой параллельную многочастотную передачу. Генерация поднесущих частот с помощью микропроцессора на исходящей стороне дает возможность исключить защитные интервалы без аналоговой фильтрации. Исключается также влияние внешних факторов на изменение частот: все поднесущие частоты и, соответственно, спектры сигналов в разных подканалах смещаются одновременно и в одном направлении, не нарушая их взаимного расположения в общей полосе канала. Существенное улучшение использования полосы может быть

получено с помощью полной синхронизации всех процессов, начиная от формирования несущих, цифровых сигналов от датчиков, модуляции на передающей стороне и демодуляции сигналов на приемной.

Принципы формирования и распознавания генерируемых сигналов, необходимых для реализации рассмотренного выше метода, заключаются в следующем.

Микропроцессор генерирует процесс $y(n)$, который представляет собой сумму высокочастотных несущих гармоник, модулированных низкочастотными сигналами от соответствующих датчиков в дискретном виде. То есть уравнение:

$$y(n) = [1 + m_1 g_1(n)] \sin 2\pi f_1 n T + [1 + m_2 g_2(n)] \sin 2\pi f_2 n T + \dots + [1 + m_L g_L(n)] \sin 2\pi f_L n T,$$

в котором f_1, f_2, \dots, f_n — частоты несущих гармоник; $f_1 < f_2 < \dots < f_L$; L — число датчиков; n — порядковый номер временного отсчета; T — интервал дискретизации; $g_1(n), g_2(n), \dots, g_L(n)$ — модулирующие сигналы от датчиков; m_1, m_2, \dots, m_L — положительные множители, влияющие на глубину модуляции: $m_1 |g_i^{\max(-)}(n)| \leq 1$, $g_i^{\max(-)}(n)$ — максимальное отрицательное значение $g_i(n)$. При этом частоты f_1, f_2, \dots, f_L выбираются из сетки частот БПФ, используемых на приемном конце линии, т. е. по уравнению последовательности от нуля до частоты Найквиста ($f_{i\phi} = \frac{0}{NT}, \frac{1}{NT}$,

$\frac{2}{NT}, \dots, \frac{(N/2)}{NT}$, где N — размерность БПФ). Однако следует иметь в виду, что не все частоты данной последовательности можно использовать на практике.

Для снижения требований к крутизне спада АЧХ восстанавливающего фильтра, стоящего на выходе цифроаналогового преобразователя (ЦАП) микропроцессора, ее ограничивают со стороны высоких частот чаще всего значением $\frac{(N/4)}{NT}$ (половина частоты Найквиста), а со стороны нижних частот также не все ее частоты можно использовать. Без доказательства очевидно, что несущая частота f_1 должна быть много больше верхней частоты $f_{в1}$ в спектре модулирующего сигнала $g_1(n)$ (иначе просто не будет амплитудной модуляции). Таким образом, вместо частот, определяемых предыдущей формулой, можно использовать

$$f_{i\phi} = \frac{k}{NT}, \frac{k+1}{NT}, \frac{k+2}{NT}, \dots, \frac{(N/4)}{NT}, \text{ где } k/NT \gg f_{в1}.$$

(Причем значение k выбирается исходя из априорных сведений о спектре модулирующего сигнала $g_1(n)$.)

$$\text{В результате получаем: } f_1 = \frac{k}{NT}, f_L = \frac{(N/4)}{NT}.$$

Не вдаваясь в подробности, отметим, что промежуточные значения частот f_2, f_3, \dots, f_{L-1} выбираются исходя из того, чтобы спектры модулированных несущих частот не

перекрывались. Естественно, при этом надо знать ширину спектров модулирующих сигналов $g_2(n), g_3(n), \dots, g_{L-1}(n)$. Очевидно также, что более высокую несущую частоту целесообразно использовать для более высокочастотного датчика.

Как следует из сказанного выше, процесс $y(n)$ через ЦАП и восстанавливающий фильтр подается в канал связи в аналоговом виде. На приемном конце он через аналого-цифровой преобразователь (АЦП) поступает в ЭВМ, где вновь получается процесс $y(n)$. Затем выполняется обратное быстрое преобразование Фурье (ОБПФ) от различных участков спектра процесса $y(n)$, соответствующих датчикам 1, 2, ..., L . Полученные L массивов ОБПФ поступают на L преобразователей Гильберта, которые позволяют выделить (демодулировать) модулирующие сигналы от L датчиков.

В заключение отметим, что в качестве формирователя общего сигнала для передачи его в канал и приема можно использовать стандартные модемы с одной несущей частотой. Тогда сгенерированные микропроцессором сигналы должны поступать на вход модема в качестве модулирующих. В этом случае вторичная модуляция и демодуляция осуществляются непосредственно модемами.

Причем даже такой упрощенный вариант позволяет создать измерительную систему с дистанционной передачей данных. И главное — без разработки новых технических средств.

УДК 539.1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАССЕЯНИЯ ЭНЕРГИИ В МАТЕРИАЛЕ ШИНЫ

Д-р техн. наук Ю.Н. САНКИН, М.В. ГУРЬЯНОВ

Ульяновский ГТУ, УАЗ

Пневматическая шина — один из основных элементов автомобиля: она "сглаживает" дорожные неровности, демпфирует его вертикальные и боковые колебания. Кроме того, ее "увод" способствует более плавному движению автомобиля при повороте.

Однако увод шин негативно сказывается на устойчивости прямолинейного движения АТС, а чрезмерное демпфирование сопровождается дополнительными затратами энергии при их качении. Поэтому

определение коэффициента демпфирования и его нормирование стало, особенно в связи с ростом скоростей движения и динамичности АТС, весьма актуальной задачей. Другими словами, назрела необходимость отказа от сравнения косвенных показателей (таких, как выбег автомобиля, критическая скорость при совершении маневров и др.), с помощью которых оценивается демпфирование шин, и перехода к показателю прямому. А именно — к коэффициенту рассеивания энергии в материале шины.

Сказать, что исследователи упустили из виду данную проблему нельзя: ею занимались и занимаются многие. Большинство из них представляют шину, которая, как известно, состоит из различных материалов (нитей корда, расположенных под определенным уг-

лом к радиальной линии ее профиля, стальной проволоки, резиновых слоев различной жесткости), в виде комбинации математических моделей деформируемых твердых тел, т. е. описывают как сплошную среду, наделенную некоторыми свойствами — упругостью, вязкостью, пластичностью в различных формах и соотношениях. Например, как вязкоупругую модель Кельвина-Фойхта, получающуюся в результате линеаризации нелинейных гистерезисных соотношений между напряжениями и деформациями.

Все перечисленное заставляет разработчиков шин (и не только) осуществлять экспериментальное определение коэффициента демпфирования шины. Одним из методов является метод сбрасывания, который позволяет находить, и довольно точно, коэффициент демпфирования некатящейся шины.

Суть данного метода, если коротко, сводится к следующему: шина под определенной нагрузкой опуска-

ется с некоторой высоты, которая выбирается так, чтобы колебания шины, упавшей на опорную поверхность, происходили без нарушения ее контакта с этой поверхностью. Затем регистрируются затухающие колебания, по которым и определяют коэффициент демпфирования и эквивалентную ему динамическую жесткость шины.

Однако для реализации метода сбрасывания необходима установка, в которой закрепляется колеблющаяся шина (колесо), и специальное виброзаписывающее оборудование. Поэтому в Ульяновском ГТУ был разработан (пат. № 2261427, РФ) способ определения коэффициента внутреннего рассеяния энергии на стенде, который не требует в своем составе виброзаписывающего оборудования. Что позволяет упростить и удешевить процедуру определения коэффициента внутреннего рассеяния энергии и дает результаты, по

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Delta\Pi_k = m_k g (h_{k_1} - h_{k_2}) = m_k g \Delta h_k$	m_k — масса колеса с шиной; g — ускорение свободного падения; h_{k_1} — высота, с которой падает колесо; h_{k_2} — высота подъема колеса при подскоке; $\Delta h_k = h_{k_1} - h_{k_2}$
2	$F_g = -C_0 A_k$	C_0 — коэффициент демпфирования шины; A_k — амплитуда сжатия шины при ударе колеса об опорную поверхность
3	$\Delta E = 2C_0 A_k^2$	—
4	$2C_0 A_k^2 = m_k g (h_{k_1} - h_{k_2})$	—
5	$\Delta\Pi_k = \frac{H_{ш_r} A_{k_i}^2}{2} - \frac{H_{ш_r} A_{k_{(i+1)}}^2}{2} =$ $= \frac{H_{ш_r}}{2} (A_{k_i} + A_{k_{(i+1)}}) (A_{k_i} - A_{k_{(i+1)}}) \approx H_{ш_r} A_{k_i} \Delta A_{k_i}$	$H_{ш_r}$ — радиальная жесткость шины; i — номер удара колеса об опорную поверхность; A_{k_i} , $A_{k_{(i+1)}}$ — предыдущие и последующие амплитуды сжатия шины при ударах колеса об опорную поверхность; $\Delta A_{k_i} = A_{k_i} - A_{k_{(i+1)}}$
6	$\Delta\Pi_k = -H_{ш_r} A_k T_k \frac{dA_k}{dt}$	T_k — период отскоков шины; t — текущее время
7	$2C_0 A_k = -H_{ш_r} T_k \frac{dA_k}{dt}$	—
8	$\frac{1}{2} \gamma_k \pi A_k^2 = -\frac{T_k m_k g dh_k}{H_{ш_r} dt}$	γ_k — коэффициент внутреннего рассеяния энергии
9	$\frac{1}{2} \gamma_k \pi A_k^2 = -\frac{2m_k g dh_k}{H_{ш_r} \omega_k dt}$	ω_k — частота отскоков шины
10	$\gamma_k h_k = -\frac{2dh_k}{\omega_k dt}$; $-\gamma_k \omega_k dt = \frac{2dh_k}{h_k}$; $-\gamma_k \omega_k t = 2 \ln \frac{h_k}{h_{k_0}}$	h_{k_0} — первоначальная высота падения колеса
11	$\gamma_k = -\frac{2 \ln \frac{h_k}{h_{k_0}}}{\omega_k T_k}$	—
12	$\gamma_k = -\frac{\ln \frac{h_{k_0}}{h_{k_n}}}{\pi n}$	n — число отскоков колеса от опорной поверхности; h_{k_n} — высота подъема колеса при n -м отскоке

точности не уступающие результатам, полученные методом сбрасывания.

При решении задачи специалисты ГТУ базировались на анализе существенно нелинейного виброударного процесса, возникающего при свободном падении колеса с шиной, и коэффициент внутреннего трения в шине находили из энергетических соображений. В частности, принимали, что изменение $\Delta\Pi_k$ потенциальной энергии колеса между двумя соседними отскоками соответствует формуле № 1 (см. таблицу), за один цикл колесо проходит путь, равный удвоенной амплитуде A_k сжатия шины, а демпфирующая сила F_g пропорциональна A_k и не зависит от частоты колебаний (формула № 2). Тогда рассеяние ΔE энергии за один цикл движения, если полагать внутреннее трение малым, а трение шины о воздух незначительным, дает формула № 3.

Затем, приравнивая убыль $\Delta\Pi_k$ потенциальной энергии к рассеянию ΔE энергии в материале шины, получаем формулу № 4.

Характер виброударного процесса взаимодействия свободно падающей шины с опорной поверхностью иллюстрирует рис. 1. Как из него видно, верхняя часть графика следует законам параболы, а нижняя — закону затухающей синусоиды.

Далее. Потенциальная энергия Π_k , накапливаемая в материале шины, уменьшится за один период на величину $\Delta\Pi_k$, которая подсчитывается по формуле № 5. Зная это, можно составить дифференциальное уравнение изменения высоты отскоков колеса. Для чего примем, что $\frac{\Delta h_k}{\Delta A_k} \approx \frac{dh_k}{dA_k}$, тогда формулу № 5 можно

записать в виде: $\frac{H_{\text{Ш}_R} A_k}{m_k g} = \frac{dh_k}{dA_k}$; $A_k = \frac{m_k g dh_k}{H_{\text{Ш}_R} dA_k}$;

$$A_k dA_k = \frac{m_k g dh_k}{H_{\text{Ш}_R}}$$

Полагая $\frac{\Delta A_k}{T_k} \approx -\frac{dA_k}{dT_k}$; $\Delta A_k = -T_k \frac{dA_k}{dt}$, можно формулу № 5 записать в виде формулы № 6.

Таким образом, учитывая формулы № 4 и 6 и подставляя в них $dA_k = \frac{m_k g dh_k}{H_{\text{Ш}_R} A_k}$, получаем формулу № 7.

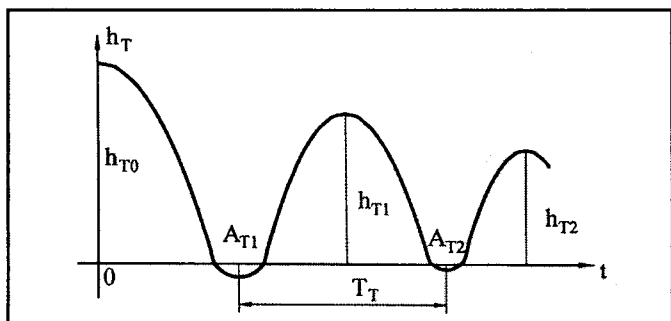


Рис. 1. Процесс затухания свободных колебаний шины

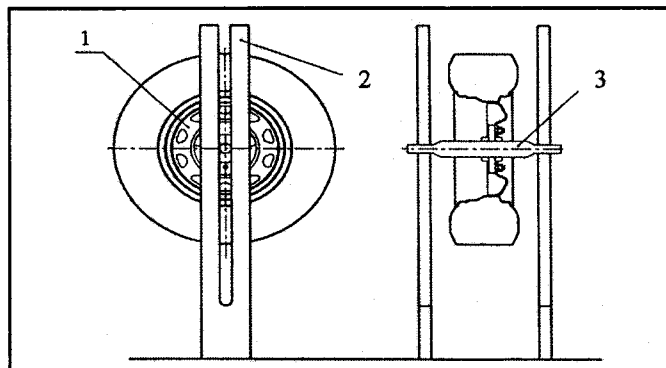


Рис. 2. Схема стенда для определения коэффициента рассеяния энергии:

1 — колесо с шиной; 2 — приспособление для установки колеса; 3 — устройство для измерения высоты подскоков колеса

Обозначая через $\gamma_{\text{ш}} = \frac{4C_0}{\pi H_{\text{Ш}_R}}$ коэффициент внутреннего рассеяния энергии в материале шины, получим формулу № 8.

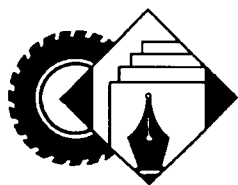
Если, кроме того, учесть, что период T_k отскоков шины равен $\frac{2\pi}{\omega_k}$, то формула № 8 преобразуется в формулу № 9.

Как видим, $\frac{H_{\text{Ш}_R} A_k^2}{2} = m_k g h_k$. Отсюда можно записать формулы № 10 и, полагая, далее, что $t = T_k$, т. е. учитывая изменение энергии за период, находим формулу № 11, а преобразовывая ее к более удобному виду получаем формулу для определения коэффициента демпфирования шины — формулу № 12. Она-то и положена в основу стендового способа определения коэффициента демпфирования шины путем замера высоты отскоков (рис. 2).

При исследованиях, проводимых с его помощью, колесо свободно отпускают с определенной высоты, после чего оно начинает совершать скачки, а устройство записывает высоту положения его оси. Для этого колесо 1 автомобиля с помощью приспособления 2 устанавливают на стенд, позволяющий записать последовательно высоту подпрыгивания колеса при соударении с опорной поверхностью. Местонахождение центра колеса относительно паза стенда регистрирует датчик положения, представляющий собой чередуемый набор токопроводящих полос, имеющих различное сопротивление.

Эксперименты показали, что для шины "К-155" размерностью 225/75R16 высота прыжков за один цикл уменьшается в среднем на 42 %, следовательно, коэффициент $\gamma_{\text{ш}}$ внутреннего рассеяния энергии равен 0,173; а для шины "Кама-205" размерностью 175/70R13 — 0,152.

Рекомендуемые значения коэффициентов внутреннего рассеяния энергии в шине выбираются исходя из конкретных динамических свойств автомобиля, требования к которым вырабатываются в процессе его испытаний и эксплуатации.



УДК 629.017(73)

ТЕХНОЛОГИЯ РАЗРАБОТКИ МЕТОДОВ ИСПЫТАНИЙ И КРИТЕРИЕВ ОЦЕНКИ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ (ОПЫТ США)

Кандидаты техн. наук Б.В. КИСУЛЕНКО и А.В. БОЧАРОВ

Всемирный форум для согласования правил в области транспортных средств (WP.29) КВТ ЕЭК ООН, НАМИ

В США в 2001 г. в "Программу оценки новых автомобилей" (NCAP), которую разработала и ведет Национальная администрация безопасности дорожного движения (NHTSA), включена часть, посвященная обеспечению устойчивости автомобилей при их движении. Однако в условиях роста потребительского спроса на мощные автомобили многоцелевого назначения, у которых, как правило, большие клиренс и высота положения центра масс, принимаемых в связи с программой NCAP мер по снижению числа опрокидываний автомобилей оказалось недостаточно. Это заставило NHTSA организовать (вместе с Союзом потребителей автомобилей) исследования возможностей применения ESC — электронных систем контроля устойчивости АТС.

Результатом этих исследований, стал имеющий статус закона федеральный стандарт FMVSS 126 "Электронные системы контроля устойчивости", гласящий, что на легковых, многоцелевых и грузовых автомобилях и автобусах полной массой до 4536 кг требуется установка систем ESC, "отвечающих требованиям данного стандарта и прошедших динамические испытания".

Стандарт FMVSS 126 — по существу, первый из нормативных документов по данной теме, поэтому считаем небезопасным рассмотреть его более подробно.

NHTSA, принимая решение о его разработке, поставила задачу найти единственный, практически осуществимый и повторяемый испытательный маневр для проверки вмешательства системы ESC на ограничение избыточной поворачиваемости (предотвращение заноса) автомобиля. Причем этот маневр должен позволять ESC четко различать автомобили с ESC и без нее, а также оценивать как ограничение избыточной поворачиваемости, так и реакцию автомобиля на управляющее воздействие.

Поиск такого маневра осуществлялся в ходе упомянутых выше исследований, программа которых состояла из двух этапов.

На первом из них проверялись различные испытательные маневры с точки зрения возможности оценки эффекта влияния ESC на изменение поворачиваемости автомобиля; он, в свою очередь, включал три группы испытаний, одну из которых составляли три метода (движение с постепенным увеличением поворота руля, а также повороты по методике NHTSA в виде букв "J" и рыболовного крючка на сухом и мокром асфальте), другую — два (маневр в соответствии со стандартом ISO 3888 и поворот с постоянным радиусом), а третью — семь (поворот с уменьшающимся радиусом, пульсирующее воздействие на рулевое колесо с угловыми скоростями 500 и 700 град/с) синусоидальное воздействие на рулевое колесо с частотами 0,5; 0,6; 0,7 и 0,8 Гц, аналогичное воздействие на рулевое колесо, но с частотами 0,5; 0,6 и 0,7 Гц и увеличением амплитуды; аналогичное воздействие на рулевое колесо, но с частотами 0,5 и 0,7 Гц и задержкой; а также угловыми скоро-

стями 500 и 720 град/с; пульсирующее воздействие на рулевое колесо с угловыми скоростями 500 и 720 град/с и с доп. длительной задержкой во второй фазе на 250 мс.

Проверка показала, что наиболее информативными методами испытаний являются четыре последних из перечисленных выше 12 методов. Поэтому на втором этапе испытаний, где выбранные методы проверялись на большом числе автомобилей, от двух последних пришлось отказаться. Во-первых, из-за сложности их реализации, и, во-вторых, потому, что действие ESC вне диапазона 0,5—0,7 Гц практически не зависит от частоты синусоидального изменения угловой скорости поворота руля.

Таким образом, в качестве кандидатов для включения в стандарт были выбраны два метода (маневра) испытаний: синусоидальное воздействие на рулевое колесо с частотами 0,5—0,7 Гц и увеличением амплитуды синусоиды, а также синусоидальное воздействие на рулевое колесо с угловыми скоростями 500 и 720 град/с.

Эти маневры оказались привлекательны еще и тем, что они легко программируются в механизме управления рулевой машиной, применение которой ликвидирует субъективное влияние водителя на результаты испытаний, работают по разомкнутой контуре управления, когда отсутствуют последующие корректировки поворота рулевого колеса вследствие отклонения автомобиля от намеченной траектории движения.

Правда, в дальнейшем было определено также, что второй из двух этих маневров, т. е. маневр с задержкой, сложнее: при отключенной ESC занос автомобиля начинается при меньшем угле поворота рулевого колеса. Поэтому для оценки эффективности ESC Национальная администрация предложила использовать испытательный маневр при синусоидальном воздействии на рулевое колесо с задержкой (зависимость угла δ поворота рулевого колеса от времени τ — на рис. 1).

В ходе выполнения данного маневра рулевое колесо поворачивали по синусоидальному закону. При этом один период синусоиды выполняли с паузой длительностью 0,5 с после завершения третьей четверти цикла синусоиды.

В ходе исследований было также установлено, что при частоте управляющего воздействия 0,7 Гц у четырех из пяти испытанных автомобилей занос возникал при меньшей амплитуде угла поворота рулевого колеса, чем при частоте 0,5 Гц. Поэтому в стандарте FMVSS 126 регламентируется управляющее воздействие с наиболее опасной частотой 0,7 Гц.

Испытания, согласно стандарту, проводятся при начальной скорости 50 миль/ч (80,5 км/ч). В момент начала поворота рулевого колеса педаль акселератора отпускается, а сам поворот осуществляется рулевой машиной в обоих направлениях с возрастающей амплитудой — вплоть до установленного максимума или до тех пор, пока автомобиль начинает заносить (в этом случае считается, что он не выдержал испытания).

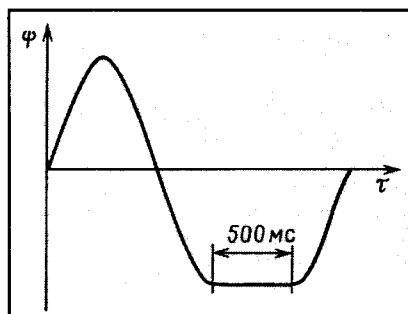


Рис. 1. Зависимость угла поворота рулевого колеса от времени при маневре с синусоидальным воздействием с задержкой

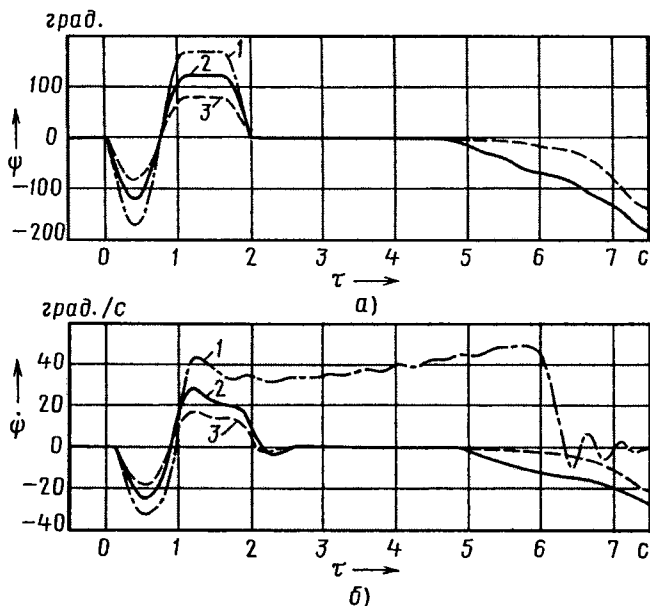


Рис. 2. Зависимость угла поворота рулевого колеса (а) и угловой скорости его поворота (б) от времени при заездах:
1 — $\delta = 80^\circ$; 2 — $\delta = 120^\circ$; 3 — $\delta = 180^\circ$

Потерю устойчивости вследствие заноса иллюстрирует рис. 2, на котором показаны результаты испытаний автомобиля с отключенной ESC. Из рисунка видно, что во время первого заезда рулевое колесо поворачивали влево на 80° , а затем вправо на те же 80° , следуя по синусоиде с постоянной частотой 0,7 Гц. В этом положении выдерживалась пауза 0,5 с, и рулевое колесо возвращали к нулевому значению (положение "движение прямо").

То есть после паузы рулевое колесо снова поворачивалось влево. Автомобиль тоже поворачивался в том же направлении. Причем абсолютное значение его угловой скорости возрастало вместе с абсолютным значением угла поворота рулевого колеса, угловая скорость меняла знак. После возвращения рулевого колеса в положение, соответствующее движению прямо, эта скорость падала до нуля.

Во время второго заезда, при амплитуде угла поворота рулевого колеса, равной 120° , угловая скорость автомобиля увеличивалась, поскольку он шел по более жесткому маршруту на той же скорости, но по-прежнему сохраняя устойчивость. Однако при третьем заезде, когда амплитуда рулевого колеса достигала 169° , автомобиль занесло.

Такое состояние можно определить по изменению угловой скорости, которая не так быстро снижается до нуля, как это происходит в автомобиле, не теряющем устойчивость. То есть колеса автомобиля установлены в положение, соответствующее движению прямо, но его заносит вокруг вертикальной оси по часовой стрелке. Следствие: автомобиль уходит с дороги, двигаясь вбок или даже назад.

На рис. 3 приведена еще одна серия заездов того же автомобиля, но уже с включенной ESC.

Здесь, как и в предыдущем случае, первые два заезда проводили при углах поворота рулевого колеса, равных 80° и 120° . И результат такой же: угловая скорость автомобиля снижалась столь же быстро, как и при отключенной системе ESC.

Однако третий заезд выполнялся при угле поворота рулевого колеса, равном не 169° , а 180° . Тем не менее угловая скорость автомобиля уменьшалась до нуля так же быстро, как и раньше, т. е. занос отсутствовал.

Почти та же картина и при угле поворота рулевого колеса 270° : автомобиль сохранил устойчивость, хотя его угловая скорость не упала до нуля почти мгновенно, как это было при меньшем угле поворота рулевого колеса, а продолжала снижаться и после того, как рулевое колесо было возвращено в положение, соответствующее движению прямо. Иначе гово-

ря, ESC потребовалось какое-то время для того, чтобы заставить автомобиль прекратить вращение вокруг вертикальной оси. (Это время характеризует интенсивность вмешательства системы ESC при избыточной поворачиваемости.)

По стандарту FMVSS 126 проводили две серии испытательных заездов с применением рулевой машины, с поворотом рулевого колеса в первой четверти синусоиды соответственно вправо и влево. В каждом заезде амплитуда δ угла поворота рулевого колеса изменялась с шагом от $1,5\delta_0$ до $6,5\delta_0$ или 270° , что больше (δ_0 — значение угла поворота рулевого колеса, соответствующее боковому ускорению $0,3g$ при установившемся движении по окружности, которое определяется по методике, описанной в рассматриваемом стандарте).

Чтобы выявить, произошел занос при выполнении испытательного маневра или нет, нужен численный критерий. NHTSA в качестве такого критерия предложила использовать время реакции на управляющее воздействие по угловой скорости автомобиля, а в качестве критерия заноса — эмпирический критерий, согласно которому считается, что автомобиль занесло, если после симметричного управляющего воздействия на рулевое колесо последовательно в одном и другом направлении (например, синусоидальное воздействие) угол конечного направления продольной оси автомобиля составляет более 90° ее первоначального направления.

NHTSA провела, кроме того, статистическое исследование того, насколько быстро должна вмешаться ESC, чтобы предотвратить изменение направления движения автомобиля более чем на 90° в ходе маневра "синусоида с задержкой" на скорости $80,5$ км/ч (50 миль/ч). В результате сделан следующий прогноз: если остаточная угловая скорость по истечении 1 с после того, как рулевое колесо вернулось в положение, соответствующее движению по прямой, не станет выше максимального ее значения на 35 %, то существует 95%-я (и даже выше) вероятность того, что изменение направления продольной оси автомобиля не превысит 90° , т. е. заноса не будет; если же за 1,75 с остаточная угловая скорость не превысит 20 %, то прогноз будет таким же.

Соответственно с этим в стандарте FMVSS 126 критерии оценки устойчивости выражены в процентах от максимального значения угловой скорости. Например, он требует, чтобы угловая скорость ω в течение 1 с снизилась не менее чем до 35 % ее максимального значения и продолжала снижаться не менее чем до 20 % в течение 1,75 с после прекращения управляющего воздействия (рис. 4).

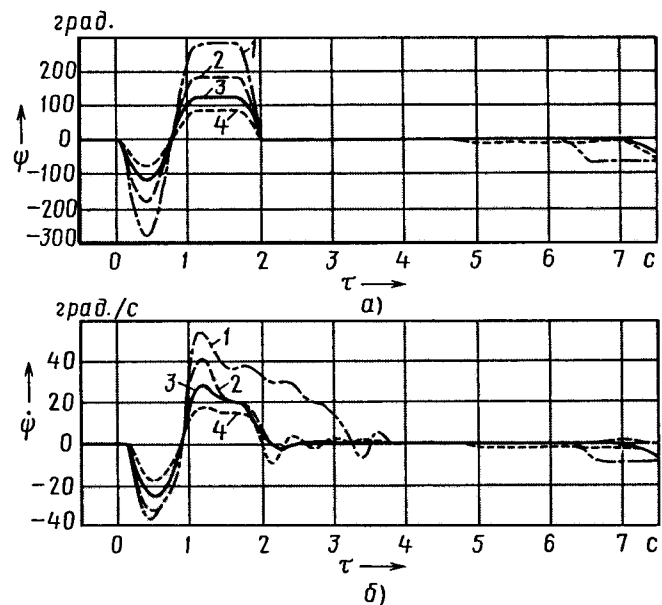


Рис. 3. Зависимость угла поворота рулевого колеса (а) и угловой скорости его поворота (б) от времени:
1 — $\delta = 80^\circ$; 2 — $\delta = 120^\circ$; 3 — $\delta = 180^\circ$; 4 — $\delta = 270^\circ$

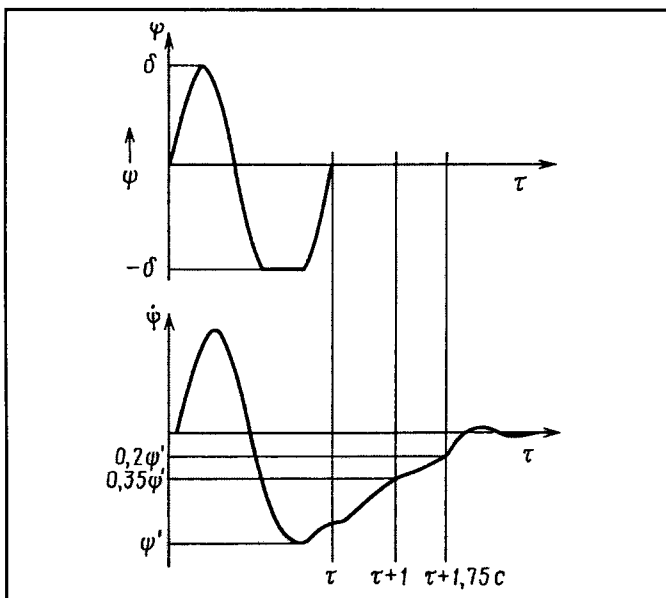


Рис. 4. Критерии устойчивости, установленные стандартом FMVSS 126

Итак, испытания, проведенные NHTSA, продемонстрировали: система ESC, безусловно, улучшает курсовую устойчивость автомобиля. Однако данная организация считает, что этим улучшением нельзя воспользоваться, если оно не обеспечивает определенные боковые смещения (реакции) автомобиля в ответ на управляющее воздействие водителя. Пример: ESC тормозит оба передних колеса в тот момент, когда водитель начинает резкий маневр, чтобы объехать препятствие. Система, конечно, удержит автомобиль от заноса или опрокидывания, но — не от сноса автомобиля в направлении прямо вперед. И он может столкнуться с тем самым препятствием, которое водитель пытался объехать.

Очевидно нужен какой-то баланс между сохранением курсовой устойчивости и необходимой реакцией автомобиля на управляющее воздействие. Поэтому NHTSA вводит критерий оценки, характеризующий эту реакцию, который определяется при выполнении с задержкой того же самого испытательного маневра при синусоидальном воздействии на рулевое колесо. Причем критерий выбирался по результатам испытаний 61 автомобиля (легковые, многоцелевого назначения, грузовые и автобусы малой вместимости) с включенной и отключенной ESC. В их ходе определялись боковое смещение автомобиля, его боковая скорость и ускорение, а также время реакции по отношению к перемещению в продольном направлении.

Испытания оказались трудоемкими. Пришлось использовать систему глобального позиционирования (GPS) и метод дифференциального корректирования, что требует дорогостоящих приборов как на дороге, так и в автомобиле, и сложных процедур измерений.

Чтобы этого избежать, была предложена методика двойного математического интегрирования результатов измерения бокового ускорения в центре масс автомобиля. И хотя применение такой методики в течение продолжительного времени может привести к большим ошибкам, результаты расчетов по ней, как показывает опыт, для кратковременного периода (~1 с) достаточно точно согласуются с замерами смещения, проведенными с помощью системы GPS.

На рис. 5 показано типичное боковое смещение автомобиля, успешно выполняющего маневр при синусоидальном воздействии на рулевое колесо с задержкой. Здесь в качестве критерия оценки реакции автомобиля на управляющее воздействие принято, как того требует стандарт FMVSS 126, смещение автомобиля через 1,07 с после начала поворота рулевого колеса. В этот момент (точнее, через 1,071 с) начинается пауза длительностью 0,5 с после завершения третьей четверти цикла синусоиды.

Таким образом, боковое смещение каждого автомобиля измеряется по прохождению одинакового расстояния с момента начала управляющего воздействия (различием потери скорости в связи с отпусканием педали акселератора на первой секунде можно пренебречь, поскольку оно гораздо меньше при 1,07 с от начала маневра).

К сожалению, с увеличением времени двойного интегрирования возникает возможность ошибки в определении бокового смещения, которая неодинакова для разных автомобилей. Тем не менее отмечается, что различия между замерами бокового смещения при 1,07 с у автомобилей хорошо соотносятся с субъективной оценкой их реакции на управляющее воздействие, которую дают профессиональные водители, представляющие различных изготовителей.

Поскольку может случиться так, что какой-то автомобиль, не обладающий приемлемой реакцией на управляющее воздействие водителя, может отвечать критериям устойчивости, в стандарте FMVSS 126 применяется критерий, требующий, чтобы автомобиль, оснащенный ESC, смещался в боковом направлении как минимум на 1,83 м (половина ширины 12-футового ряда) в первые 1,07 с после начала управляющего воздействия.

Наконец, так как система ESC эффективна в исправном состоянии, в стандарте FMVSS 126 содержится требование о наличии на автомобиле хорошо видимого водителю, обозначенного установленным стандартизованным символом светового индикатора, который должен включаться после того, как возникла неисправность, влияющая на генерирование или передачу сигналов управления в ESC. Причем такой индикатор при ключе зажигания в положении "включено" должен сигнализировать о неисправности постоянно.

В некоторых случаях у водителя могут появиться основания для отключения ESC или перевода ее в режим, ограничивающий возможность по вмешательству в управление автомобилем. Например, когда последний застрял в песке, снегу или грязи. То есть в случаях, когда для того, чтобы автомобиль начал или продолжил движение вперед, требуется значительное продольное скольжение колеса. Ведь если ESC остается включенной, она обязана вмешаться в работу колесного тормозного механизма, пытаясь тем самым сократить проскальзывание колеса.

Кроме того, водитель может захотеть отключить систему ESC для управления автомобилем в "спортивном" стиле.

Поэтому в FMVSS 126 зафиксировано: если изготовитель предусматривает возможность отключения системы, он должен обеспечить, чтобы при каждом включении зажигания данная система всегда, независимо от того режима ее работы, который был выбран водителем в последний раз, возвращалась

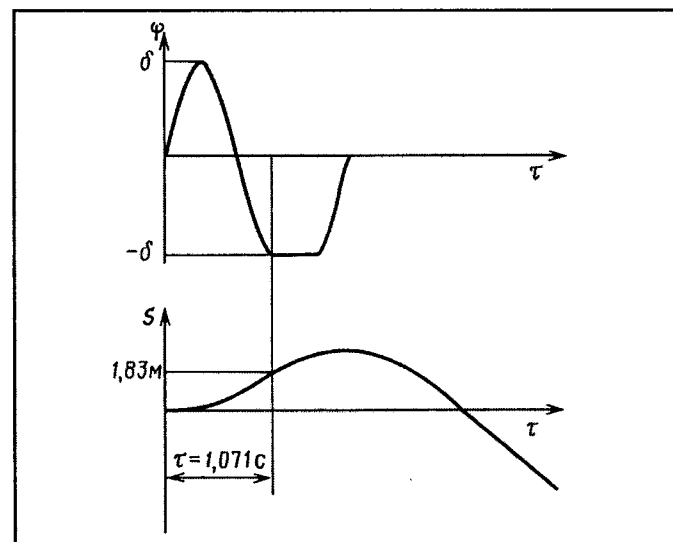


Рис. 5. Критерий оценки реакции автомобиля на управляющее воздействие, установленные стандартом FMVSS 126 (боковое смещение автомобиля через 1,07 с после начала поворота рулевого колеса)

в состоянии, отвечающее требованиям данного стандарта. Наконец, автомобиль должен быть оборудован выключателем с надписью, говорящей о том, что система ESC отключена, а также световым индикатором с соответствующим символом, который при включенном замке зажигания остается включенным все время, пока ESC работает в режиме, не удовлетворяющем требованиям FMVSS 126. Вместе с тем NHTSA установила: необходимости в индикаторе, предупреждающем водителя о вмешательстве ESC в управление в критической ситуации, нет.

В конечном итоге, NHTSA, что и записано в стандарте, предложила все автомобили, попадающие в сферу действия стандарта FMVSS 126, должны быть оснащены ESC к 1 сентября 2011 г., в том числе с 1.09.2008 г. — 30 % парка, с 1.09.2009 г. — 60 % и с 1.09.2010 г. — 90 % парка. Причем для многоступенчатого производства и модификаций моделей АТС этот срок следует продлить до 1 сентября 2012 г. Для изготовителей же малых серий (менее 5 тыс. автомобилей в год для рынка США) поэтапный график не применяется. Просто указывается, чтобы вся их продукция должна полностью отвечать требованиям стандарта к 1.09.2011 г.

Такие сроки, по мнению специалистов NHTSA, вполне соответствуют возможностям всех американских изготовителей автомобилей.

Для расчета затрат, связанных с внедрением ESC, были сделаны прогнозы объемов производства и соотношений между оборудованием автомобилей АБС и ESC, поскольку для установки последней необходимо, чтобы в автомобиле уже была АБС. Другими словами, если у автомобиля нет АБС, то потребуются расходы на ее установку плюс на установку ESC (см. таблицу).

Как видим, чтобы выполнить требования рассматриваемого стандарта, придется доработать 35 % легковых автомобилей и 23 % — небольших грузовых. Во что это обойдется?

Тип АТС	Не нуждаются в дооборудовании	Нуждаются в оборудовании АБС и ESC	Нуждаются в оборудовании только ESC
Легковые	65 %	14 %	21 %
Легкие грузовые	77 %	1 %	22 %

По данным поставщиков, затраты на один автомобиль на установку АБС составляют 368 долл., а на установку ESC — 111 долл. Значит, для установки обеих систем потребуется 479 долл.

По подсчетам NHTSA, в будущем ежегодный выпуск автомобилей составит 17 млн шт., из них 8 млн легковых и 9 млн малой грузоподъемности. Таким образом, общая сумма расходов на их оснащение ESC будет равна ~985 млн долл., т. е. в среднем 58 долл. на один автомобиль (90,3 долл. на легковой и 29,2 долл. на грузовой).

Это очень небольшие затраты, если учесть, что ESC ежегодно могли только в США спасти от 1536 до 2211 человеческих жизней и сократить число травмированных на 50 594—69 630 человек. Кроме того, ежегодный имущественный ущерб и расходы из-за автомобильных заторов были бы снижены на 396—555 млн долл. в год.

В связи с такой высокой эффективностью применения ESC США вносят на Всемирный форум WP.29 предложение о разработке глобальных технических правил в отношении электронных систем повышения устойчивости, в основу которых положен стандарт FMVSS 126, как результат опыта, которым не обладает ни один из участников ЕЭК ООН.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Бочков В.Е., Шеголев Д.Л., Бочков Ю.В. — Инвестиционная лизинговая деятельность в российской экономике 1
 Фасхеев Х.А., Валеев И.Д. — Разностный метод оценки качества автомобилей АСМ-факты 3
 АСМ-факты 7

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Москвин Р.К., Козырь С.В. — Отечественные автомобили на "выставке года" 8
 Иващенко Н.А., Марков В.А., Ефанов А.А. — Рапсовое масло и дизеля с разделенной камерой сгорания 10
 Благоврахов А.А., Ревняков Е.Н. — Механическая бесступенчатая двухдиапазонная импульсная передача 14
 Леонтьев Д.Н., Рыжих Л.А., Ломака С.И. — Алгоритмы функционирования регуляторов тормозных сил с электронным управлением 17
 Гребенников А.С., Гребенников С.А., Коновалов А.В., Косарева А.В. — Зависимость ресурса одноименных элементов конструкции автомобиля от условий их функционирования 19
 Коноплев В.Н. — Прогнозирование показателей топливной экономичности, скоростных и эксплуатационных свойств грузовых АТС на стадии проектирования 23

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Привалов Н.Я., Ковальчук О.А., Грига А.Д., Худяков К.В. — Оценка условий работы водителя в зависимости от параметров окружающей среды 25
 Латыфов Х.Х. — Требования к ремонтпригодности военной автомобильной техники 27

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Загребин Г.Г. — Методика определения профиля копиров станков для обработки поршневых колец 28
 Каруни М.А. — Расчет колебаний машины при ее движении по случайному профилю 31
 Петько В.И., Куконин А.Г., Куконин В.Е. — Радиоканал как способ дистанционной передачи информации в системе полигонных испытаний АТС 32
 Савкин Ю.Н., Гурьянов М.В. — Определение коэффициента рассеяния энергии в материале шины 34

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом
 Кисуленко Б.В., Бочаров А.В. — Технология разработки методов испытаний и критериев оценки устойчивости автомобилей (опыт США) 37

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель),
 Л. Г. Красневский (зам. председателя), Д. А. Дубовик,
 Н. В. Коритко, П. Л. Марьев, А. П. Ракомсин,
 И. С. Сазонов, Г. А. Синеговский, В. Е. Чвялев

Художественный редактор Т. Н. Погорелова
 Корректор Е. В. Комиссарова

Сдано в набор 3.09.2007. Подписано в печать 16.10.2007.
 Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
 Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,04. Зак. 317.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

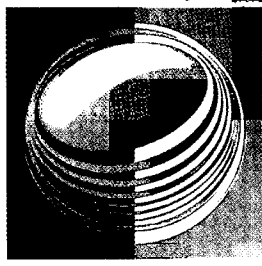
Ордена Трудового Красного Знамени

ОАО «Издательство «Машиностроение»»

Адрес издательства и редакции:
 107076, Москва, Стромьинский пер., 4
 Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97
 E-mail: avtoprom@mashin.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.



ВПО «ВОЛГОХИМНЕФТЬ»

404170, Волгоградская обл., р.п. Светлый Яр, промзона 1, участок 3
Тел./факс: (84477) 6-91-46, 6-91-52, 6-91-76; e-mail: vhn@vhn.ru www.vhn.ru

**ПРОИЗВОДСТВО СОВРЕМЕННЫХ ПРОДУКТОВ НЕФТЕХИМИИ
ДЛЯ МЕТАЛЛУРГИИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ**

ШТАМПОВОЧНАЯ СМАЗКА ВОЛГОЛ - 140

Применяется для:

- ◆ чистовой вырубке деталей из углеродистой и легированной сталей;
- ◆ холодной объемной и листовой штамповки сложнопрофильных деталей;
- ◆ протягивания и волочения труб

КОНСЕРВАЦИОННО-ШТАМПОВОЧНОЕ МАСЛО ВОЛГОЛ - 131

Представляет собой консервационно-штамповочное масло типа "Прелюб".
Применяется для консервации листового и профильного проката, в том числе холоднокатаного, горячекатаного и оцинкованного проката для автомобильной промышленности, а также для штамповки кузовов автомобилей и деталей сложной конфигурации



Обеспечивает:

- ◆ защиту от коррозии более 6 месяцев;
- ◆ нанесение в электростатическом поле с массой 0,5 – 3 г/м²;
- ◆ хорошее удаление свеженанесенного, после воздействия высокой температуры и после 12 недель хранения;
- ◆ совместимость с материалами: в окраске – с обезжиривающим составом и катафарезной грунтовкой, в сварке – с мастиками и клеями;
- ◆ хорошие трибологические свойства для штамповки

**Продукт разработан в соответствии с требованиями
ОАО "АвтоВАЗ" и немецкой ассоциации автопроизводителей VDA.**

Главная новость рынка: Лидеры нанотехнологий объединяют усилия!

Все лучшее под одним брендом...

Объединив наших производителей – Agie, Charmilles и Mikron, – мы представили миру новую марку – GF AgieCharmilles.

Собрав воедино опыт многих лет в области фрезерования, электроэрозионной обработки и средств автоматизации производства, мы стремимся к одной цели – вашему успеху.

Желая достичь большего, мы создаем нужные условия для вашего развития и процветания.



Achieve more...

+GF+

AgieCharmilles

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

119334, Москва, Пушкинская наб., 8а
Тел.: (495) 234-60-00 (многоканальный), 956-14-72, 956-14-73,
956-14-75, 956-14-76, 956-14-77; 954-09-04, 954-09-09, 954-09-00,
954-12-07, 954-14-63; факс: (495) 954-44-16
E-mail: sales@galika.ru. Internet: <http://www.galika.ru>

GALIKA AG

21 год на российском рынке
1986-2007