ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 3 • март • 2011

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115

Маркетинговые исследования как инструмент обоснования эксплуатационных свойств создаваемых АТС

Канд. техн. наук Л.Г. ТРЕМБОВЕЛЬСКИЙ

ЗИЛ (495. 677-86-77)

Обсуждается роль маркетинговых исследований при создании новых моделей автомобилей или модернизации существующих. Приводятся технические характеристики представителей рыночной ниши малотоннажных автомобилей середины 1990-х годов и их показатели. Дается алгоритм обоснования этих показателей для проектируемых АТС.

Ключевые слова: *маркетинг, исследования, концепция, испытания, норма, автомобиль-аналог, выбег, интенсивность разгона, расход топлива.*

Trembovelsky L.G.

MARKETING RESEARCHES AS INSTRUMENT OF OPERATING ABILITY SUBSTANTIATION OF CREATING VEHICLES

There is discussion of marketing research role while designing of new model of the vehicle or modification of the current one. There is technical data of market niche representatives of small capacity vehicles designed if the middle of the nineties of XX century and you can see readings of these vehicles speed-fuel characteristics. For reasons given in this information with the help of developed algorithm there is a reasonable forecast of speed-fuel characteristics readings of the designing small capacity vehicle.

Keywords: *marketing, research, concept, tests, standart, car-analog, running-out, rate of acceleration, fuel consumption.*

Во времена плановой экономики новые автотранспортные средства создавались у нас в стране с учетом потребностей народного хозяйства в целом либо конкретных его отраслей. Поэтому о маркетинге, т. е. об исследованиях, конечной целью которых является определение приоритетов в соответствующей нише рынка, где самый главный приоритет — покупательский спрос, не могло быть и речи. Тем более что и рынка, как такового, в СССР не существовало: выпускаемые АТС распределялись по разнарядкам. Однако сейчас положение диаметрально противоположное: Россия вступила в эпоху рыночной экономики, и автозаводы вынуждены работать по ее законам, которые, по мнению автора, неплохо иллюстрирует книга Дж. Лайкера и Дж. Моргана "Система разработки продукции в «Тойота»".

А там говорится следующее: "Любая продукция или услуга рождается, живет и умирает, сменяясь новой. Ее жизненный цикл можно несколько варьировать в зависимости от присущих ей конкретных особенностей. Но типичная последовательность обычно выглядит так: маркетинг (исследование рынка); исследования и разработки, подготовка производства (организация закупок сырья и комплектующих, компоновка, пуск и наладка оборудования, запуск и отработка технологии); собственно производство; испытания и контроль готовой продукции, ее поставка и оказание услуг, монтаж у потребителя (если надо); послепродажное обслуживание, ремонт, утилизация (с учетом требований охраны окружающей среды). Затем цикл повторяется уже на новом уровне, на новом витке спирали. И так раз за разом...".

Большинство из перечисленного было и во времена СССР. Но не было того, с помощью чего производитель выявляет [1] потребность покупателей, их требования к товару и на основе чего проводит НИОКР. С тем, чтобы в итоге получить конкурентоспособный автомобиль.

Из сказанного напрашивается очевидный вывод: разработчикам и производителям АТС в настоящее время необходимо брать на вооружение маркетинговую концепцию, включающую новые процедуры изучения рынков, разработки изделий и анализа их конкурентоспособности. Ибо только маркетинговые исследования позволяют выявлять, какое АТС выгодно, следовательно, нужно потребителю. Причем не только с точки зрения цены, но и по показателям эксплуатационных свойств. В частности, для грузовых АТС общего назначения — по топливной экономичности и скоростным свойствам.

Впервые такого рода исследования начались у нас в 1992—1995 гг. при формировании топливно-скоростных свойств автомобилей семейства ЗИЛ-5301 "Бычок". Причем их технология оказалась настолько удачной, что не потеряла своего значения до сих пор. Ее суть — испытания автомобилей-аналогов будущего ЗИЛ-5301 с целью получения технических характеристик аналогов (табл. 1 и 2).

На основании анализа результатов испытаний были сделаны выводы о современном на то время уровне показателей топливных и скоростных свойств автомобилей данного класса, а также даны рекомендации по мощности и топливным характеристикам двигателя с учетом возможных конструктивных параметров трансмиссии и будущего автомобиля ЗИЛ-5301 в целом. То есть были выработаны нормы по его основным показателям топливных и скоростных свойств, отражающие уровень автомобилей-аналогов.

Рассмотрим, как это делалось.

Топливно-скоростные свойства автомобиля зависят, как известно, от многих факторов. Но наиболее существенный из них — сопротивление движению.

Таблица 1

Характеристика	Автомобиль-аналог				
	"Мерседес-Бенц L508D"	"Тата—407"	"Авиа 21S"	"Ниссан L80.14"	"Ивеко турбо 59-12"
Страна-изготовитель	Иран	Индия	Чехословакия	Япония	Италия
Двигатель:					
тип			Дизель		
модель	ДМ314991	"Тата 497 SP"	"Авиа 71128"	"Ниссан B6.60"	8140.47
число цилиндров			4		
рабочий объем, л	3,782	2,956	3,596	5,985	2,499
номинальная мощность, кВт (л. с.)/при n, мин$^{-1}$	69,1(94)/2800	47,8(65)/3000	58,0(78,9)/3000	99,2(135)/2800	85,0(115,6)/3800
номинальный крутящий момент, Н · м (кгс · м)/при n, мин$^{-1}$	245,3(25)/1800	157(16)/2200	205(20,9)/1800	400(40,2)/1400	245(25)/2000
Автомобиль:					
тип	Автобус	Грузовой бортовой	Фургон	Грузовой бортовой	Фургон
грузоподъемность, кг	3100	2760	1380	4380	3240
полная масса, кг	6420	5160	4300	7800	6000
удельная мощность, кВт/т (л. с./т)	10,8 (14,6)	9,3 (12,6)	13,5 (18,3)	12,7 (17,3)	14,2 (19,3)

Таблица 2

Характеристика	Скорость движения, км/ч	"Мерседес-Бенц L508D"	"Тата-407"	"Авиа 21S"	"Ниссан L80/14"		"Ивеко турбо 59-12"
Расход топлива, л/100 км, при $m = m_a$	30	9,2	8,1	6,3	9,3	8,8	7,2
	40	9,4	7,6	6,5	9,9	9,4	7,5
	50	9,7	8,1	7,25	11,0	10,2	8,6
	60	11,5	9,5	8,0	12,4	11,6	9,4
	70	12,8	11,5	8,9	14,0	13,3	10,4
	80	15,5	—	10,15	15,8	15,2	11,8
	90	17/3	—	11,6	18,0	17,4	13,4
	100	—	—	13,2	21,1	20,3	15,4
	110	—	—	15,5	—	—	—
	v_{max}	18,5 (96,8)	12,7 (76,0)	16,4 (112,9)	22,8 (104)	22,2 (104,5)	19,9 (114,7)
Средний расход топлива, л/100 км, при $m = m_a$	30—70	10,4	8,75	7,3	11,2	10,6	8,6
	30—90	12,0	—	8,3	12,8	12,1	9,7
Максимальная скорость, км/ч		96,8	77,0	112,9	101,1	104,3	114,7
Условно-максимальная скорость, км/ч		89,2	77,0	104,7	101,1	104,3	—
Время разгона, с:							
на пути 400 м	—	34,8	36,25	30,85	32,4	28,4	31,6
на пути 1000 м	—	64,5	69,25	56,6	58,5	53,9	56,8
до скорости 60 км/ч	—	29,9	39,25	20,6	23,7	18,0	21,7
Время разгона с 30 до 70 км/ч, с, на высшей передаче	—	53,0	—	—	35,3	25,5	46,0
Выбег, м, со скорости 50 км/ч	—	633	668	746	913	816	834

Таблица 3

Показатель	Значения показателя для автомобилей-аналогов					
	"Мерседес-Бенц L508D"	"Тата-407"	"Авиа 21S"	"Ниссан L80.14" (при $m_а$, кг)		"Ивеко турбо 59.12"
$S_в/m_а$, м/кг	0,0986	0,1295	0,17349	0,1156 (6000)	0,136 (7800)	0,139

Причем доказано [2], что качественно это сопротивление хорошо характеризует отношение пути $S_в$ выбега к полной массе $m_а$ автомобиля. И с этой точки зрения наилучшим оказывается (табл. 3) "Авиа 21S", а наихудшим — "Мерседес-Бенц L508D".

Если предположить, что суммарное сопротивление движению ЗИЛ-5301, полная масса которого 9650 кг, не должно превышать аналогичный параметр "Мерседес-Бенц L508D", то выбег со скорости 50 км/ч не должен быть меньше 685,3 м, а если взять "Авиа 21S" — 1206 м.

Второй фактор — интенсивность разгона до $v_а$ = = 60 км/ч. Лучше всего она (табл. 4) у "Ниссан L80.14" ($m_а$ = 6000 кг), за ним следуют "Ивеко турбо 59.12" и "Авиа 21S", и наконец, "Мерседес-Бенц L508D". Что точно соответствует последовательности удельных мощностей.

Учитывая априорную информацию о соотношении интенсивности разгона до заданной скорости и удельной мощности автомобиля, а также приведенные в таблицах результаты, можно выделить предпосылки для разработки способа нормирования времени разгона при известных конструктивных параметрах автомобиля или, наоборот, по требуемому времени разгона подобрать основные конструктивные параметры автомобиля.

Таких предпосылок три: основной конструктивный фактор, определяющий интенсивность разгона автомобиля, — его удельная мощность; зависимость времени разгона до заданной скорости от удельной мощности автомобиля близка к гиперболической постоянной C, подсчитываемой по формуле $C = \frac{\tau_р N_{e\max}}{m_а}$ ($\tau_р$ — время разгона до 60 км/ч, $N_{e\max}$ — максимальная мощность двигателя); при известной константе гиперболы поставленная задача решается варьированием переменных.

Среднее для автомобилей-аналогов значение коэффициента C составило 329. Отсюда для автомобиля ЗИЛ-5301, на который в 1995 г. стали устанавливать дизель Д245.1.72 с $N_{e\max}$ = 77,2 кВт (105 л. с.), норма разгона до скорости 60 км/ч — 29,6 с.

Результаты испытаний автомобилей-аналогов на топливную экономичность (табл. 5) тоже стали основой определения уровня данного показателя для ЗИЛ-5301. С этой целью для автомобилей-аналогов были построены уравнения регрессии $q_т = f(m_а)$, т. е. зависимости удельного расхода $q_т$ топлива от полной массы $m_а$ транспортного средства. Расчет по ним дал следующие результаты для ЗИЛ-5301: $q_т$ при скорости 60 км/ч — 1,83 л/100 (т · км) и при скорости 80 км/ч — 2,30 л/100 (т · км).

Таким образом, автомобиль ЗИЛ-5301, имеющий полную массу 6950 кг, при его соответствии уровню автомобилей-аналогов должен иметь расходы топлива при скоростях установившегося движения 60 и 80 км/ч, равный 12,0 л/100 км и 16,0 л/100 км соответственно.

Таблица 4

Автомобиль	Полная масса, кг	Время разгона до 60 км/ч, с	Удельная мощность, кВт/т (л. с./т)	С — константа гиперболы
"Ниссан L80.14"	6000	18,0	16,5	298
	7800	23,7	12,7	301
"Авиа 21S"	4300	20,6	13,5	277
"Ивеко турбо 59-12"	6000	21,7	14,1	306
"Мерседес-Бенц L508D"	6420	29,9	10,7	321
"Тата-407"	5160	39,3	9,0	361

Таблица 5

Автомобиль	Полная масса автомобиля, кг	Расход топлива, л/100 км, при скорости установившегося движения, км/ч		Удельные расходы топлива, л/100 (т · км), при скорости установившегося движения, км/ч	
"Мерседес-Бенц L508D"	6420	11,5	15,5	1,79	2,41
"Тата-407"	5160	9,5	—	1,84	—
"Авиа 21S"	4300	8,0	10,2	1,86	2,37
"Ниссан L80.14" при:					
m_a = 7800 кг	7800	12,4	15,8	1,59	2,03
m_a = 6000 кг	6000	11,6	15,2	1,93	2,53
"Ивеко турбо 59-12"	6000	9,4	11,8	1,57	1,97

Таблица 6

Показатель	Норма показателей	Значение показателя для дизеля	
		Д245.1.72	Д 245.9Е2 (ЗИЛ-5301ВЕ)
Выбег со скорости v = 50 км/ч, м	685	750	750
Время разгона до скорости 60 км/ч, с	29,6	28,5	20,4
Расход топлива, л/100 км, при скорости установившегося движения, км/ч:			
60	12,0	11,9	12,6
80	16,0	16,0	16,8

Рассмотрим реализацию этих норм.

ЗИЛ-5301 начал сходить с конвейера в 1996 г. с дизелем Д245.1.72 ($N_{e\max}$ = 77,2 кВт, или 105 л. с., при n = 2400 мин$^{-1}$), а с 2005 г. на него стали устанавливать дизель Д245.9Е2 ($N_{e\max}$ = 100 кВт, или 136 л. с., при 2400 мин$^{-1}$). Автомобиль, естественно, соответствующим образом изменялся, изменялись и нормы на значения соответствующих его параметров (табл. 6).

Как видим, на момент создания ЗИЛ-5301 по показателям топливных и скоростных свойств соответствовал уровню зарубежных аналогов. Но со временем появились новые, более совершенные аналоги. Поэтому его пришлось модернизировать, установив другой дизель. В результате автомобиль стал более динамичным (время разгона до скорости 60 км/ч уменьшилось на 28,5 %). Однако за это пришлось заплатить увеличением расхода топлива на ~5,6 %.

В связи с чем правомерно задать вопрос: что надо изменить в системах автомобиля, чтобы модернизированный двигатель способствовал улучшению показателей не только скоростных свойств, но и топливных? Ответ на него может быть только один: меняя один из конструктивных элементов, влияющих на топливно-скоростные свойства автомобиля (в нашем случае — дизель), необходимо корректировать и характеристики других элементов. Или, другими словами, — согласовывать их.

Таким образом, начальным этапом проектирования нового или модернизации серийного автомобиля должно быть маркетинговое исследование соответствующей ниши рынка. В том числе с точки зрения параметров эксплуатационных свойств автомобилей-аналогов, занимающих эту нишу. Другого способа завоевания этой ниши, т. е. поставки в нее конкурентоспособного изделия, пока не придумано.

Литература

1. Костин И.М., Фасхиев Х.А. Технико-экономическая оценка грузовых автомобилей при разработке. Набережные Челны. 2002.
2. Трембовельский Л.Г. Повышение эффективности автомобиля за счет согласования характеристик его основных систем. Монография. — М.: МГИУ, 2010. — 186 с.

АСМ-факты

ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ В 2010 г. предприятиями России, Белоруссии, Украины, Узбекистана и Азербайджана (по данным ОАО "Автосельхозмаш-холдинг)

Предприятие-изготовитель	Декабрь 2010 г.	Декабрь 2009 г.	Прирост, %	Январь – декабрь 2010 г.	Январь–декабрь 2009 г.	Прирост, %
ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
ЗИЛ	142	436	−67,4	1 258	2 239	−43,8
* Смоленский ААЗ	19	17	+11,8	125	113	+10,6
ГАЗ, в том числе:	6 908	4 736	+45,9	70 283	39 470	+78,1
Малотоннажные автомобили	5 710	3 876	+47,3	58 255	32 868	+77,2
Среднетоннажные автомобили	1 198	860	+39,3	12 028	6 602	+82,2
АЗ "Урал"	803	540	+48,7	10 050	6 557	+53,3
*САЗ	157	81	+93,8	1 081	716	+51,0
КамАЗ	3 365	1 798	+87,2	32 148	23 062	+39,4
НефАЗ *(Самосвальные установки)*	1 012	543	+86,4	6 428	6 030	+6,6
УАЗ, в том числе:	1 804	1 736	+3,9	17 667	10 140	+74,2
УАЗ-2363	300	170	+76,5	1 832	679	+169,8
"Северстальавто-Исузу"	168	—	—	1 836	780	+135,4
"Соллерс-Елабуга"	1 375	991	+38,7	8 972	3 820	+134,9
"Автомобили и моторы Урала" ("Амур")	22	55	−60,0	189	293	−37,5
"ИжАвто"	423	—	—	1 338	1 016	+31,7
БАЗ	11	6	+83,3	106	88	+20,5
"192-й Центральный завод"	—	12	—	11	12	−8,3
КЗКТ	—	—	—	4	7	−42,9
"Вольво Восток", в том числе:	393	50	+686,0	1 489	278	+435,6
"Вольво"	286	50	+472,0	1 236	278	+344,6
"Рено"	107	—	—	253	—	—
"Ивеко-АМТ"	90	94	−4,3	506	334	+51,5
"ПСА ВИС-Авто"	297	105	+182,9	3 025	1 336	+126,4
ТагАЗ	11	25	−56,0	1 049	1 683	−37,7
"Скания-Питер"	89	1	+8800,0	333	2	+16550,0
"15–й Центральный АРЗ"	—	—	—	113	9	1255,6
* "Шебекинский завод автоспецоборудования"	8	7	+14,3	26	60	−56,7
* "90-й Экспериментальный завод" (Московская обл.)	—	—	—	3	—	—
* "Бецема"	90	46	+95,7	454	157	+189,2
* "Метровагонмаш"	—	3	—	6	55	−89,1
* "Великолукский завод лесхозмаш"	2	—	—	10	1	+900,0
* "Филиал машзавод" (Тверская обл.)	—	—	—	29	97	−70,1
* "Спектр Авто"	27	16	+68,8	276	502	−45,0
* "Чайка-НН"	60	22	+172,7	584	280	+108,6
* "РИАТ"	8	4	+100,0	147	43	+241,9
* "Амурдормаш"	—	—	—	1	—	—
МАЗ	1 344	527	+155,0	11 273	9 964	+13,1
МЗКТ	19	22	−13,6	342	351	−2,6
БелАЗ	122	61	+100,0	979	713	+37,3
МоАЗ	1	4	−75,0	58	84	−31,0
КрАЗ	191	62	+208,1	1 092	280	+290,0
ЗАЗ, в том числе:	103	—	—	2 785	2 031	+37,1
"Таврия-пикап"	77	—	—	2 376	1 570	+51,3
Гянджинский АЗ (*МАЗ*)	110	—	—	805	1	+80400,0

Предприятие-изготовитель	Декабрь 2010 г.	Декабрь 2009 г.	Прирост, %	Январь – декабрь 2010 г.	Январь–декабрь 2009 г.	Прирост, %
ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
ВАЗ, в том числе:	53 853	28 049	+92,0	545 450	294 737	+85,1
ВАЗ-2105, –2107	18 153	5 544	+227,4	150 885	54 223	+178,3
"ПСА БРОНТО"	44	29	+51,7	317	197	+60,9
"GM–АвтоВАЗ"	3 969	3 045	+30,3	36 761	23 105	+59,1
"Автотор", в том числе:	19 941	4 011	+397,2	170 211	60 338	+182,1
"Киа"	7 144	1 769	+303,8	80 281	32 054	+150,5
БМВ	1 260	694	+81,6	10 755	5 963	+80,4
ДжиЭм	237	–	–	1 272	1 414	–10,0
ДжиЭм ДАТ	8 330	731	+1039,5	56 010	18 444	+203,7
"Опель"	2 970	817	+263,5	21 893	2 460	+790,0
"Автофрамос"	7 679	2 782	+176,0	86 573	49 651	+74,4
ГАЗ	6	202	–97,0	5 065	2 161	+134,4
УАЗ	2 705	1 841	+46,9	24 716	14 811	+66,9
"Соллерс-Набережные Челны"	1 820	221	+723,5	8 385	4 777	+75,5
"Соллерс-Елабуга"	413	31	+1232,3	3 133	612	+411,9
"Соллерс-Дальний Восток"	1 757	—	—	13 663	—	—
"ИжАвто"., в том числе:	1 653	—	—	5 589	9 958	–43,9
ВАЗ-2104	1 653	—	—	5 589	4 257	+31,3
ТагАЗ	1 988	3 255	–38,9	26 280	26 563	–1,1
"АК ДерВейс"	2 051	289	+609,7	11 713	844	+1287,8
"Чеченавто", "Аргунский завод "Пищемаш", (*ВАЗ-2107*)	—	—	—	122	706	–82,7
"Форд Мотор Компани"	8 457	3 889	+117,5	80 390	41 367	+94,3
Предприятия Санкт-Петербурга, всего ("Дженерал Моторз", "Тойота", "Хёндэ", "Ниссан")	8 593	3 520	+144,1	69 365	20 857	+232,6
Предприятия Калужской обл., всего ("Фольксваген", "Пежо-Ситроен")	12 614	3 338	+277,9	120 629	48 436	+149,0
СП "Юнисон" (*"Саманд"*)	27	23	+17,4	227	191	+18,8
"GM–Узбекистан"	19 964	20 439	–2,3	217 733	205 011	+6,2
ЗАЗ, в том числе:	6 397	303	+2011,2	42 336	42 623	–0,7
ЗАЗ ("Таврия-Славута")	1 232	—	—	3 790	3 868	–2,0
ВАЗ	—	—	—	871	3 270	–73,4
"Богдан"	2 875	795	+261,6	19 190	14 386	+33,3
КрАСЗ	527	253	+108,3	6 341	3 738	+69,6
"Еврокар"	923	411	+124,6	7 464	3 564	+109,4
АВТОБУСЫ						
ЗИЛ	—	—	—	5	3	+66,7
КамАЗ	—	3	—	5	3	+66,7
НефАЗ, в том числе:	95	109	–12,8	867	706	+22,8
* *Вахтовые автобусы*	—	—	—	1	10	–90,0
ГАЗ	1 314	1 481	–11,3	13 342	12 057	+10,7
АЗ "Урал"	73	35	+108,6	598	272	+119,9
ПАЗ	1 040	1 024	+1,6	8 603	7 256	+18,6
ЛиАЗ	182	226	–19,5	1 233	1 084	+13,7
ГолАЗ	47	32	+46,9	197	127	+55,1
КАвЗ	103	110	–6,4	626	527	+18,8
"Русские автобусы Марко"	—	—	—	3	55	–94,5
УАЗ	1 610	1 220	+32,0	12 840	7 685	+67,1
"Соллерс-Елабуга"	412	545	–24,4	2 878	1 989	+44,7
"БАУ Мотор Корпорейшен" (Ульяновская обл.)	—	—	—	76	2	+3 700,0
ВАП "Волжанин"	38	136	–72,1	335	297	+12,8
"Тушино-Авто"	—	85	—	94	229	–59,0
"Мичуринский автобус"	4	6	–33,3	32	19	+68,4
"Скания-Питер"	—	—	—	4	35	–88,6
"СТ Нижегородец"	304	410	–25,9	2 162	2 017	+7,2
ТагАЗ	90	66	+36,4	970	375	+158,7
"Ростовский автобусный завод"	4	24	–83,3	91	81	+12,3
"Транс Альфа Электро"	3	9	–66,7	38	20	+90,0
"Тролза"	–	4	—	1	4	–75,0
"Кузбасс-Авто" (Кемеровская обл.)	4	—	—	109	—	—
* "Уралпромтехника" (Миасс)	—	—	—	3	32	–90,6
ПКФ "Луидор"	147	105	+40,0	1 177	419	+180,9
"Ирито"	183	—	—	1 032	—	—
МАЗ	187	68	+175,0	1 761	1 176	+49,7
ЛАЗ, ЗКТ	14	—	—	89	—	—
"Анто-Рус"	32	11	+190,9	66	15	+340,0
"Черниговский АЗ"	61	42	+45,2	310	82	+278,0
"Часовоярский РЗ"	12	39	–69,2	319	432	–26,28
"Бориспольский АЗ"	144	208	–30,8	698	208	+235,6
Богдан"	51	89	–42,7	867	605	+43,3
ЗАЗ	2	54	–96,3	341	172	+98,3
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
ЛиАЗ	8	16	–50,0	24	58	–58,6
"ТролЗА"	17	106	–84,0	214	421	–49,2
"Транс Альфа Электро"	17	48	–64,6	40	140	–71,4
"Башкирский ТЗ"	9	12	–25,0	119	93	+28,0
МАЗ	—	—	—	22	—	—
АВТОСБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКТЫ						
ЛиАЗ	34	13	+161,5	163	110	+48,2

Примечания: * – на шасси других отечественных предприятий; нет данных по некоторым предприятиям Белорусии

УДК 621.436

Показатели бензинового ДВС с искровым зажиганием, работающего на смеси пропана и бутана[1]

Д-р техн. наук В.А. МАРКОВ, В.С. АКИМОВ,
В.А. ШУМОВСКИЙ

МГТУ имени Н.Э. Баумана (499. 263-69-18)

Представлены результаты экспериментальных исследований бензинового двигателя типа ЗИЛ-508.10, работающего на бензине А-76 и пропан-бутановой смеси. Показана возможность улучшения показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов при использовании в качестве топлива пропан-бутановой смеси.
Ключевые слова: *бензиновый двигатель, бензин, пропан, бутан, пропан-бутановая смесь.*

Markov V.A., Akimov V.S., Shumovsky V.A.
ANALYSIS OF CHARACTERISTICS OF GASOLINE RUNNING ON PROPANE-BUTANE MIXTURE

Results of experimental research of gasoline engine of the type ZIL-508.10 running on gasoline A-76 and propanebutane mixture have been presented. An opportunity of fuel efficiency improving and exhaust gases emissions reducing by using propane-butane mixture as a fuel has been shown.
Keywords: *gasoline engine, gasoline, propane, butane, propane-butane mixture.*

Среди альтернативных топлив, потребляемых автотранспортом, в настоящее время первое место занимают пропан-бутановые смеси. Например, в США автомобили, работающие на этом виде топлива (а их более 500 тыс.), составляют 90 % парка газобаллонных АТС [1]. Сжиженные пропан и бутан стали конкурентоспособными по отношению к автомобильным бензинам. Аналогичная тенденция характерна и для России: за последние 15 лет (с 1995 до 2010 г.) потребление этих газов возросло с 4,7 до 10,2 млн т, т. е. в 2,2 раза. Потому что, во-первых, их цена значительно ниже цены бензина и, во-вторых, нет проблем с государственным техническим осмотром даже старых автомобилей: пропан-бутановые смеси гарантируют низкое содержание нормируемых вредных веществ в отработавших газах ДВС.

Есть и другие причины, способствующие популярности этого вида топлива среди российских владельцев АТС. Это уже довольно плотная сеть заправочных станций в городах и на автомагистралях, относительная простота и небольшие габаритные размеры системы топливоподачи, возможность практически мгновенного перехода с бензина на газ и обратно, появление на рынке летних (СПБТЛ) и зимних (СПБТЗ) сортов данного топлива. Немаловажно и то, что качество этих топлив стандартизовано [2, 3], т. е. оно одно и то же на всех заправочных станциях (табл. 1).

Физико-химические свойства пропана и бутана приведены в табл. 2. В ней же, для сравнения, даны аналогичные свойства бензина А-76 и сжатого природного газа. Как из нее видно, все они довольно близки, а, скажем, антидетонационная стойкость газовых топлив выше, чем у бензина А-76. Поэтому в газовых двигателях возможна на 20—25 % бóльшая степень сжатия, следовательно, более высокий термодинамический КПД. И не только, что подтверждают табл. 3 и рис. 1—4, где приведены результаты сравнительных испытаний двигателя ЗИЛ-508.10 при его работе на бензине и пропан-бутановой смеси.

Так, из рис. 1 следует, что часовой расход топлива при переходе с бензина на пропан-бутановую смесь несколько уменьшается практически на всех нагрузочных режимах 13-ступенчатого цикла. Но особенно существенно (на 20 %) — на режимах с большой нагрузкой при частоте вращения коленчатого вала, равной 3200 мин$^{-1}$.

Концентрации оксидов азота в отработавших газах (рис. 2) имеет максимум на режимах с нагрузкой, соответствующей M_c = 200÷250 Н · м (20—25 кгс · м), т. е. соответствует максимальным температурам сгорания. В частности, его содержание, как и в случае бензина, на этих режимах составило 3000 млн$^{-1}$. Однако при ра-

Таблица 1

Показатель	Марка топлива		
	СПБТЗ	СПБТЛ	бутан технический
Компонентный состав, % масс.:			
сумма метана, этана и этилена, не более	4,0	6,0	6,0
сумма пропана и пропилена, не менее (не более)	75,0	34,0	(34,0)
сумма бутана и бутилена, не более (не менее)	20,0	60,0	(60,0)
Жидкий остаток при 293 К (20 °С), % об., не более	1,0	2,0	2,0
Содержание:			
сероводорода в 100 м^3, г, не более	5,0	5,0	5,0
общей серы, % масс., не более	0,015	0,015	0,015
Давление насыщенных паров (избыточное), МПа (кгс/см^2), при:			
318 К (45 °С), не более	1,6	1,6	1,6
253 К (−20 °С), не менее	0,27	—	—

[1] Работа выполнена при поддержке федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009—2013 годы."

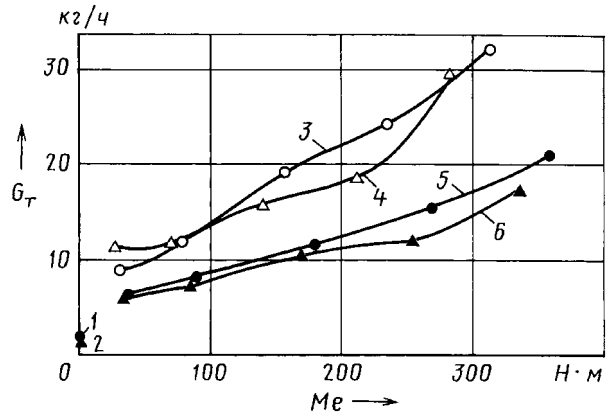


Рис. 1. Зависимость часового расхода топлива от скоростного и нагрузочного режимов двигателя ЗИЛ-508.10, а также вида топлива:

1 — бензин, n = 600 мин$^{-1}$ (холостой ход); *2* — пропан-бутан, n = 600 мин$^{-1}$ (холостой ход); *3* — бензин, n = 3200 мин$^{-1}$; *4* — пропан-бутан, n = 3200 мин$^{-1}$; *5* — бензин, n = 2000 мин$^{-1}$; *6* — пропан-бутан, n = 2000 мин$^{-1}$

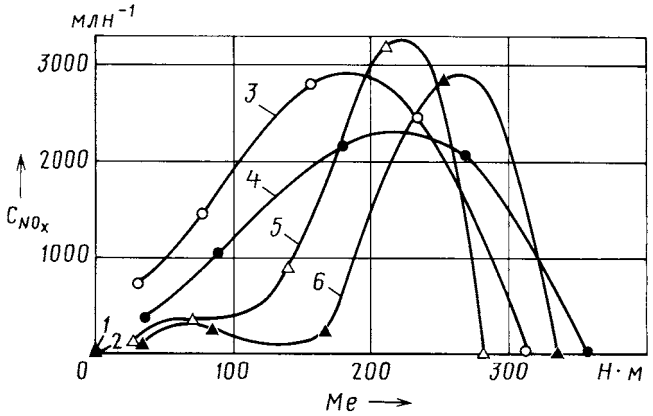


Рис. 2. Зависимость объемной концентрации оксидов азота в отработавших газах от скоростного и нагрузочного режимов двигателя ЗИЛ-508.10, а также вида топлива:

1 — пропан-бутан, n = 600 мин$^{-1}$ (холостой ход); *2* — бензин, n = 600 мин$^{-1}$ (холостой ход); *3* — бензин, n = 3200 мин$^{-1}$; *4* — бензин, n = 2000 мин$^{-1}$; *5* — пропан-бутан, n = 3200 мин$^{-1}$; *6* — пропан-бутан, n = 2000 мин$^{-1}$

боте на пропан-бутановых смесях максимум смещается в сторону бóльших нагрузок. На режимах же полной нагрузки содержание оксидов азота резко снижается, что обусловлено эффективной работой трехкомпонентного нейтрализатора именно на этих режимах.

От вида применяемого топлива зависит и содержание монооксида углерода (рис. 3). Наибольшая его эмиссия отмечена на режимах с полной нагрузкой, что объясняется диссоциацией углекислого газа с образованием данного монооксида и кислорода на этих режимах

Таблица 2

Физико-химические свойства	Топлива				
	Бензин А-76	Метан	Этан	Пропан	Бутан
Формула состава	—	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}
Молекулярная масса	114,0	16,04	30,07	44,10	58,12
Плотность, кг/м^3:					
жидкой фазы при температуре кипения и p = 0,1 МПа (10 кгс/см^2)	720	416	546	585	600
газовой фазы при 273 К (0 °С) и p = 0,1 МПа (10 кгс/см^2)	—	0,717	1,356	2,019	2,703
относительная по воздуху	—	0,554	1,058	1,562	2,091
Теплота, кДж/кг(кДж/м^3):					
сгорания низшая	48 680 (—)	49 948 (35 797)	47 160 (6748)	45 938 (91 251)	45 406 (118 645)
испарения при температуре кипения, кДж/кг	297	511	486	427	389
Число:					
октановое по моторному методу	85	110	102	100	90
метановое	—	100	44	35	11
цетановое	—	3	8	16	25
Температура, К (°С):					
плавления	—	90,5 (−182,5)	89,5 (−183,3)	86,4 (−187,6)	134,7(−138,3)
кипения при p = 0,1 МПа (кгс/см^2)	35—195	111,4 (−161,6)	184,4 (−88,6)	132,9 (−42,1)	272,5 (−0,5)
критическая	—	190,7 (−82,3)	142,8 (−32,2)	176,2 (96,8)	120,7 (152,3)
Критическое давление, МПа (кгс/см^2)	—	4,71 (47,1)	4,89 (48,9)	4,27 (42,7)	3,80 (38,0)
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг/кг (м^3/м^3)	14,3 (—)	17,23 (9,53)	16,08 (16,66)	15,70 (23,80)	15,44 (30,94)
Теплоемкость, кДж/(кг · град.), при 293 К (20 °С) и p = 0,1 МПа (10 кгс/см^2)	2,09	2,156	1,647	1,550	1,592
Содержание, % массе:					
углерода	85,5	74,9	79,9	81,7	82,7
водорода	14,5	25,1	20,1	18,3	17,3
Коэффициент объемного расширения при 293 К (20 °С)	—	—	—	1,156	1,108

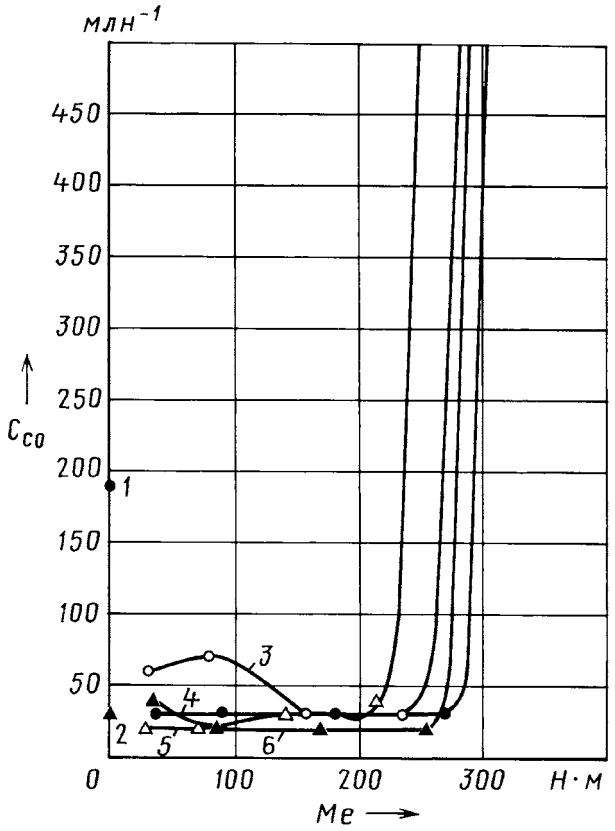


Рис. 3. Зависимость объемной концентрации монооксида углерода в отработавших газах от скоростного и нагрузочного режимов двигателя ЗИЛ-508.10, а также вида топлива:

1 — бензин, n = 600 мин$^{-1}$ (холостой ход); *2* — пропан-бутан, n = 600 мин$^{-1}$ (холостой ход); *3* — бензин, n = 3200 мин$^{-1}$; *4* — бензин, n = 2000 мин$^{-1}$; *5* — пропан-бутан, n = 3200 мин$^{-1}$

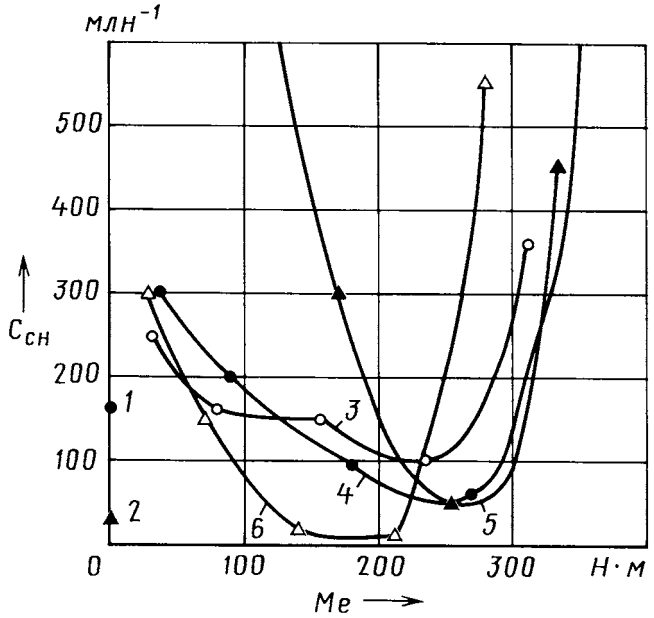


Рис. 4. Зависимость объемной концентрации углеводородов от скоростного и нагрузочного режимов двигателя ЗИЛ-508.10, а также вида топлива:

1 — бензин, n = 600 мин$^{-1}$ (холостой ход); *2* — пропан-бутан, n = 600 мин$^{-1}$ (холостой ход); *3* — бензин, n = 3200 мин$^{-1}$; *4* — бензин, n = 2000 мин$^{-1}$; *5* — пропан-бутан, n = 2000 мин$^{-1}$; *6* — пропан-бутан, n = 3200 мин$^{-1}$

Таблица 3

Показатель	Топливо	
	бензин	пропан-бутановая смесь
Часовой расход топлива, кг/ч, на режиме:		
максимальной мощности	32,20	29,600
максимального крутящего момента	20,90	17,100
Крутящий момент, Н · м на режиме:		
максимальной мощности	312,000	281,000
максимального крутящего момента	357,000	335,000
Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт · ч) на режиме:		
максимальной мощности	308,100	314,200
максимального крутящего момента	279,400	253,700
Эффективный КПД на режиме:		
максимальной мощности	0,240	0,250
максимального крутящего момента	0,265	0,310
Условный удельный эффективный расход топлива на режимах 13-ступенчатого цикла	318,530	305,070
Условный эффективный КПД на режимах 13-ступенчатого цикла	0,232	0,258
Интегральный удельный выброс, г/(кВт · ч):		
оксидов азота	4,859	4,040
монооксида углерода	24,649	20,554
углеводородов	1,011	1,746

Таблица 4

№ формулы	Формула	Примечания
1	$g_e = \frac{1000\,G_т}{N_e}$	$G_т$ — часовой расход топлива; N_e — эффективная мощность двигателя
2	$\eta_e = \frac{3600}{H_U g_e}$	H_U — низшая теплотворная способность топлива
3	$g_{e_{усл}} = \frac{\sum_{i=1}^{13} G_{т_i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{e_i} K_i}$	$G_{т_i}$ — часовой расход топлива на i-м режиме 13-ступенчатого цикла; N_{e_i} — мощность двигателя на i-м режиме этого цикла; K_i — коэффициент, характеризующий долю времени, которую занимает i-й режим в 13-ступенчатом цикле
4	$\eta_{e_{усл}} = \frac{3600}{H_U g_{e_{усл}}}$	—
5	$e_{NO_x} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{NO_{x_i}} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{e_i} K_i}$	$E_{NO_{x_i}}$ — массовый выброс оксидов азота на i-м режиме 13-ступенчатого цикла
6	$e_{CO} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{CO_i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{e_i} K_i}$	E_{CO_i} — массовый выброс монооксида углерода на i-м режиме 13-ступенчатого цикла
7	$e_{CH_x} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{CH_{x_i}} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{e_i} K_i}$	$E_{CH_{x_i}}$ — массовый выброс несгоревших углеводородов на i-м режиме 13-ступенчатого цикла

из-за высокой температуры. Но зависимость содержания монооксида от вида применяемого топлива носит достаточно сложный характер. Например, на режиме максимального крутящего момента с n = 2000 мин$^{-1}$ наибольший (9950 млн$^{-1}$) выброс отмечен при использовании бензина, а на режиме максимальной мощности (n = 3200 мин$^{-1}$) его максимум составляет (10 000 млн$^{-1}$) при работе на пропан-бутановой смеси.

Что касается выброса третьего нормируемого вредного вещества, несгоревших углеводородов, то его зависимость (рис. 4) от вида топлива имеет противоречивый характер. Наибольшее (4500 млн$^{-1}$) их содержание наблюдается в случае пропан-бутановой смеси на режиме с n = 2000 мин$^{-1}$ и малой (M_e = 34 Н · м) нагрузки, а при полной нагрузке (M_e = 357 Н · м, или 36 кгс · м) — на бензине (690 млн$^{-1}$).

Результаты экспериментов позволили авторам определить для исследуемого двигателя значения удельного расхода (g_e) топлива, эффективного КПД (η_e), а также среднего (условного) удельного эффективного расхода ($g_{e\ усл}$) топлива, условного эффективного КПД ($\eta_{e\ усл}$) и интегральные удельные массовые выбросы (e_{NO_x}, e_{CO}, e_{CH_x}) нормируемых вредных веществ на режимах 13-ступенчатого цикла. Расчетные формулы — соответственно № 1—7 в табл. 4.

Таким образом, результаты экспериментальных исследований и расчетов основных показателей реального двигателя при его работе на бензине А-76 и пропан-бутановой смеси показывают, что во втором случае эффективный его КПД значительно выше. Что вполне объяснимо: газ с воздухом образуют практически гомогенную смесь и не создают топливной пленки на деталях системы впуска. Значит, эта смесь сгорает полнее. Кроме того, у нее выше, чем у бензина, октановое число, что исключает детонационное сгорание на всех режимах 13-ступенчатого испытательного цикла.

Вполне объяснимо и снижение удельных массовых выбросов монооксида углерода и оксидов азота: у пропан-бутановой смеси высокая теплота испарения, поэтому сгорание топливовоздушной смеси дает более низкую максимальную температуру, чем в случае бензина.

При пропан-бутиновой смеси получается чуть более высокий выброс несгоревших углеводородов, что обусловлено, во-первых, сравнительно низкой максимальной температурой ее сгорания и, во-вторых, более легким ее фракционным составом.

В целом же можно сказать, что перевод двигателя с искровым зажиганием с бензина на пропан-бутановую смесь действительно выгоден.

Литература

1. Ерохов В.И. Легковые газобаллонные автомобили: устройство, переоборудование, эксплуатация и ремонт. М.: Академкнига, 2003. — 238 с.
2. Обельницкий А.М., Егорушкин Е.А., Чернявский Ю.Н. Топливо, смазочные материалы и охлаждающие жидкости / Под ред. А.М. Обельницкого. М.: ИПО «Полигран», 1995. — 272 с.
3. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. Л.: Машиностроение, 1990. — 352 с.

УДК 004:519.711.3

Звено планетарной коробки передач как механический аккумулятор энергии

Канд. техн. наук И.А. ЕВСЕЕНКО

Белорусско-Российский университет (+375. 222. 26-61-00)

Предложен способ создания механических аккумуляторов в трансмиссиях на основе жесткого соединения элементов планетарных рядов с корпусом автомобиля. Проведена оценка влияния коэффициента жесткости аккумулятора на динамическую нагруженность элементов трансмиссии.

Ключевые слова: *аккумуляторы энергии, механический аккумулятор, динамическая модель, планетарная коробка передач, динамическая нагруженность.*

Evseenko I.A.

EFFICIENCY OF USAGE OF THE RIGID COUPLING OF LINKS EPICYCLIC GEAR BOXES WITH CAR TANK

The mode of creation of mechanical accumulators in transmissions of means of transport on the basis of the rigid coupling of units of epicyclic rows with car tank is offered. The estimation of agency of a stiffness factor of the accumulator on dynamic нагруженность transmission units is spent.

Keywords: *energy accumulations, the mechanical accumulator, dynamic model, an epicyclic gear box, a dynamic load.*

Создание и внедрение эффективных и в то же время компактных устройств для аккумуляции энергии в трансмиссиях автомобилей, как свидетельствуют теория и практика, целесообразно не только с экономической точки зрения, но и с позиции снижения динамических нагрузок: такое устройство повышает надежность автомобиля в целом. Однако выбор его конкретной схемы требует очень внимательного к нему отношения. Чтобы убедиться в этом, рассмотрим некоторые варианты использования в качестве аккумуляторов элементов самой трансмиссии.

Начнем с анализа кинематической (динамической) схемы планетарной коробки передач "Катерпиллер 785" (рис. 1) — одной из наиболее применяемых на АТС большой грузоподъемности. На схеме приняты следующие обозначения: J — моменты инерции сосредоточенных масс; c, μ — соответственно параметры упругих и диссипативных элементов; Φ, T — фрикционные муфты и тормоза; i — кинематические параметры планетарных рядов. Передаточные числа и включаемость каждой из семи (шесть — переднего хода и одна зад-

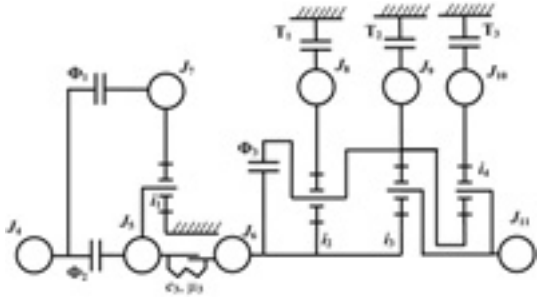


Рис. 1. Динамическая модель планетарной коробки передач "Катерпиллер 785"

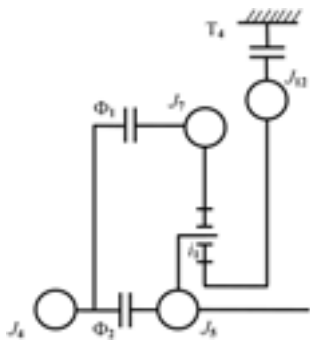


Рис. 2. Представление жесткой связи центрального зубчатого колеса в виде дополнительного постоянно включенного тормоза T_4

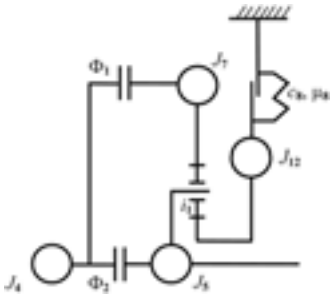


Рис. 3. Представление жесткой связи центрального зубчатого колеса a_1 в виде аккумулятора

него) передач коробки приведены в таблице.

Исследуемая коробка имеет одну важную особенность: ее корпус и центральное зубчатое колесо внешнего зацепления первого (a_1) планетарного ряда жестко связаны (колесо всегда неподвижно). Значит, эту связь можно рассматривать как постоянную, т. е. на всех передачах включен тормоз T_4 (рис. 2).

Таким образом, если учесть, что число степеней свободы всегда на единицу больше числа включаемых элементов управления на передаче, то планетарная коробка "Катерпиллер 785" на каждой передаче имеет три степени свободы. С другой стороны, жесткую связь корпуса и планетарного колеса можно представить в виде механического аккумулятора с коэффициентом c_8 жесткости и коэффициентом μ_8 демпфирования (рис. 3). Исходя из этого, рассмотрим влияние коэффициента c_8 на динамическую нагруженность коробки.

Как видно из приведенной таблицы, фрикционная муфта Φ_1 включается как на первой передаче переднего хода, так и на передаче заднего хода. Следовательно, она должна быть включена и на нейтрали. С учетом этого обстоятельства сформируем в прикладном программном обеспечении SMM_Model[1] [1] динамическую модель (рис. 4) автомобиля, оснащенного коробкой "Катерпиллер 857". И будем считать, что его трансмиссия — гидромеханическая, масса — полная, с места он трогается на первой передаче и при работе коробки в режиме гидротрансформатора; начальная угловая скорость n коленчатого вала двигателя равна 75 рад/с (717 мин$^{-1}$); время запаздывания включения фрикционов — 0,5 с. Дорожные же условия описываются следующими характеристиками: коэффициент f сопротивления качению — 0,025; коэффициент φ продольного сцепления колеса с опорной поверхностью — 0,7; продольный уклон h дороги — 1 %. Наконец, в качестве показателя динамической нагруженности примем максимальную амплитуду $M_{\text{вых.max}}$ крутящего момента на выходном валу коробки.

Передача	Передаточное число	Включаемые элементы управления
I	4,52	$\Phi_1 T_2$
II	3,35	$\Phi_2 T_2$
III	2,47	$\Phi_1 T_1$
IV	1,83	$\Phi_2 T_1$
V	1,35	$\Phi_1 \Phi_3$
VI	1	$\Phi_2 \Phi_3$
З.Х.	−4,99	$\Phi_1 T_3$

Результаты моделирования приведены на рис. 5. По нему можно сделать следующие выводы.

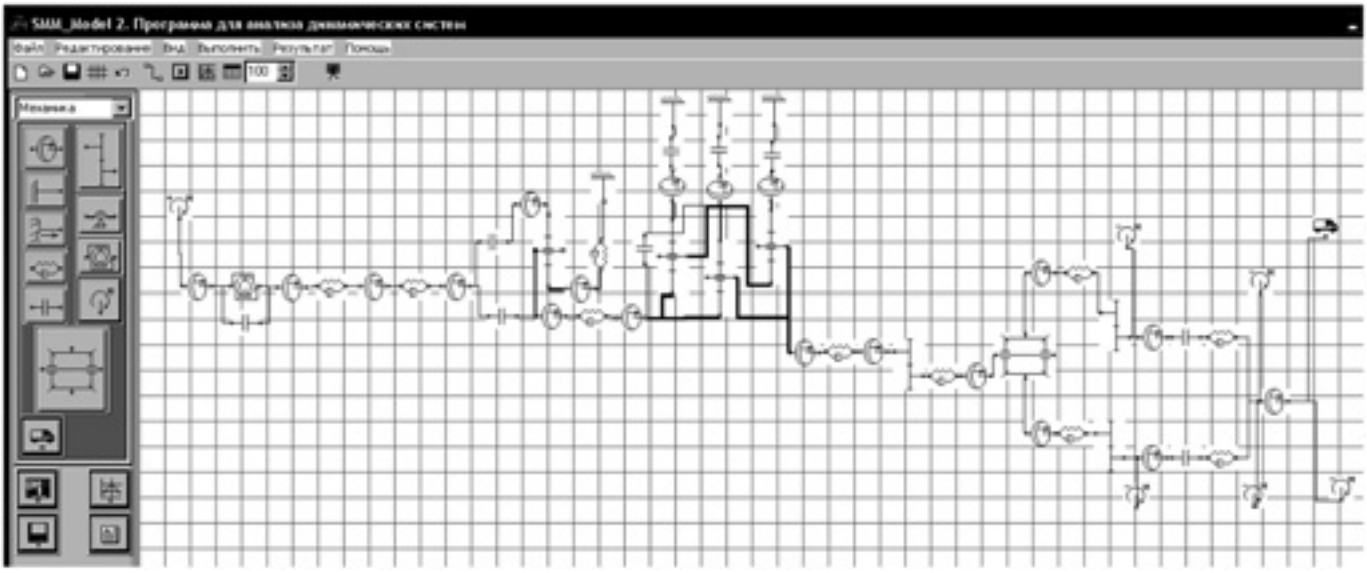


Рис. 4. Динамическая схема гидромеханической трансмиссии "Катерпиллер 785", сформированная в программном обеспечении SMM Model

[1] Тарасик В.П., Евсеенко И.А. Прикладное программное обеспечение для моделирования объектов макроуровня // Автоматизация и современные технологии. 2007. № 4. — С. 11—18.

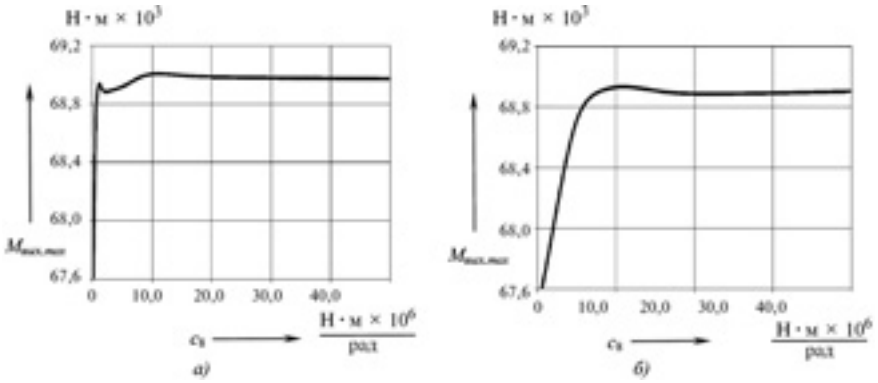


Рис. 5. Влияние коэффициента жесткости аккумулятора на максимальную амплитуду крутящего момента на выходном валу коробки передач

При больших (>10^6 Н · м/рад) значениях коэффициента c_8 жесткости максимальная амплитуда момента на выходном валу коробки передач практически не изменяется. При меньших же значениях коэффициент жесткости, наоборот, оказывает очень существенное влияние на динамическую нагруженность. Причем "седловые" его точки зависят от полной массы АТС и параметров внешних воздействий на него.

Таким образом, рассмотренный выше способ создания механических аккумуляторов в трансмиссиях путем использования жесткого соединения элементов планетарных рядов с корпусом АТС особой сложности для его реализации не представляет. Но дает много. Во-первых, при правильном выборе коэффициента жесткости позволяет снизить динамические нагрузки и повысить показатели плавности движения АТС и, как следствие, его ресурс. Во-вторых, накапливает потенциальную энергию при движении в хороших дорожных условиях, а в плохих — отдает ее, уменьшая нагрузку на двигатель и расход топлива, а также число необходимых переключений передач при движении на маршруте, что ведет к дополнительному снижению расхода топлива и увеличению ресурса элементов АТС.

Однако следует отметить, что все перечисленные выше выигрыши возможны только при наличии соответствующих алгоритмов автоматического управления движением АТС.

УДК 629.113.001

Основы формирования эксплуатационных свойств автомобиля в режиме экстренного торможения

Д-р техн. наук А.А. РЕВИН

Волгоградский ГТУ (+7. 8442. 23-80-72)

Изложены принципы формирования динамичности, устойчивости и управляемости при торможении автомобиля с АБС.

Ключевые слова: *автомобиль, АБС, торможение, динамичность, устойчивость, управляемость.*

Revin A.A.

BASES OF FORMATION OF OPERATIONAL PROPERTIES OF THE CAR IN A BRAKING MODE

State the principles of form property of dynamics, laterally stable, drive car with ABS when braking.

Keywords: *car, ABS, braking, dynamics, stability.*

До появления АБС режим экстренного торможения автомобиля обычно рассматривали так же, как и режимы служебных торможений. То есть анализировали его по тем же показателям — реализованному тормозному пути, установившемуся замедлению, величинам тормозных моментов (или сил) на колесах, периоду нарастания замедления. Иначе говоря, по показателям, определяющим, в конечном счете, тормозную динамичность автомобиля. Правда, с оговоркой: все это справедливо при условии, что при экстренном торможении автомобиль сохраняет прямолинейное, без заноса, движение. Что, в общем-то, вполне объяснимо: при несоблюдении данного условия понятие "тормозная динамичность" теряет смысл. В связи с чем для его выполнения принималось еще одно ограничение — устанавливалась последовательность блокирования колес осей автомобиля.

Внедрение и широкое распространение АБС, назначение которых — предотвратить юз колес при торможении автомобиля, дало возможность формирования не только тормозной его динамичности, но и таких его эксплуатационных свойств, как устойчивость и управляемость. Причем именно в режиме экстренного торможения.

Рассмотрим эти возможности. И начнем с тормозной динамичности.

Как известно, она определяется быстродействием срабатывания элементов тормозного привода и степенью реализации сцепных свойств в контакте колес с опорной поверхностью. При этом условием безопасности движения при экстренном торможении является сохранение способности колеса к восприятию боковой реакции без скольжения, т.е. без полного юза. Его и выполняет АБС.

Однако на практике есть одно "но": АБС держит колеса в области критического проскальзывания (неустойчивого равновесия), которая зависит как от алгоритма функционирования АБС, так и от быстродействия модулятора и постоянной времени тормозного механизма. Поэтому проблема устойчивости движения автомобиля, оснащенного АБС, не столь однозначна, как кажется на первый взгляд: если область проскальзывания большая, устойчивость может оказаться недостаточной. Чтобы ее уменьшить, конструкторы и отдают предпочтение дисковым тормозам перед барабанными: у них постоянная времени меньше.

Однако и этого мало. Дело в том, что торможение автомобиля (в том числе, естественно, и оснащенного АБС) происходит в условиях флуктуации коэффици-

ента сцепления как по пути (φ_x), так и в поперечном направлении (φ_y). Причем последнее, с точки зрения устойчивости движения автомобиля при экстренном его торможении, наиболее опасно: на него в горизонтальной плоскости действует разворачивающий момент, обусловленный разностью действующих на колесах бортов тормозных сил. Кроме того, величина этого момента зависит также от используемого алгоритма управления АБС и структуры управления. Причем данная "добавка" при явно выраженном "миксте" всегда однополярна, а при сопоставимых величинах возникшего сцепления под колесами правого и левого бортов меняет знак с некоторой частотой.

Из сказанного следует, что оценивать устойчивость движения автомобиля в режиме экстренного торможения с позиций А.М. Ляпунова в подавляющем числе случаев нельзя. Здесь, по мнению автора, более точный результат, учитывая кратковременность процесса торможения, должна дать оценка с позиций технических приложений устойчивости, допускающих определенные отклонения параметров в течение ограниченного по времени процесса. Тем более что стандарт ЕЭК ООН такие отклонения оговаривает условием "непересечения начальной осевой линии колесами любого из бортов". В качестве критерия выполнения оговоренного условия предлагается взять допустимый интервал курсовых отклонений, зависящий от скорости автомобиля и состояния опорной поверхности.

Далее. Стремление к оптимизации процесса торможения автомобиля в условиях "микст" ставит конструктора перед дилеммой. С одной стороны, ему хочется максимально использовать сцепные свойства опорной поверхности, чтобы реализовать наивысшую в данных дорожных условиях тормозную динамичность автомобиля, а с другой, он знает, что это по мере увеличения "микст" будет способствовать росту возмущающего поворачивающего момента от разности тормозных сил по бортам. Знает и то, что попытка снизить этот момент за счет применения низкопороговых структур управления (система SLL) неизбежно приведет к снижению тормозной динамичности, т. е. росту тормозного пути и уменьшению установившегося замедления.

И выход здесь есть. Он состоит в том, что при наличии АБС передние управляемые колеса автомобиля при экстренном торможении не блокируются, следовательно, способны воспринимать боковые реакции без скольжения. И тем самым — дают возможность водителю скорректировать направление движения, поскольку управляемость автомобиля сохраняется.

Таким образом, режим экстренного торможения автомобиля с АБС при постоянно действующих возмущающих силах конструктор должен рассматривать устойчивость в "связке" с управляемостью, т. е. свойством автомобиля сохранять заданное направление движения и исполнять сигнал управления с необходимой точностью. Причем обязательно — с учетом реакции водителя на отклонения в курсовом движении.

Что же касается реализации наивысшей для конкретных дорожных условий тормозной динамичности автомобиля в целом, то здесь решение должно быть одно: независимое регулирование тормозных моментов (системы IR) на наиболее нагруженных нормальными реакциями осях, с учетом их перераспределения. (Для подавляющего большинства моделей легковых и короткобазных малотоннажных грузовых автомобилей, фургонов и т.п. наиболее нагружена ось передних управляемых колес.) При этом необходимо учитывать, что при торможении на "микст" такое решение приведет к появлению мощного поворачивающего момента, действующего в горизонтальной плоскости на автомобиль в целом, и элементы рулевого привода, в частности. Последнее потребует от водителя соответствующей реакции на самоповорот управляемых колес в пределах податливости в сочленениях рулевого привода. Не следует забывать, что наиболее эффективно снижают амплитуду такого самоповорота усилитель руля и рулевой привод более высокой жесткости.

Все это подтверждено не только расчетами, но и экспериментально. Например, если взять некоторые отечественные автомобили с независимой структурой управления АБС, то картина получается такой: максимальные отклонения угла самоповорота передних управляемых колес при торможении на "микст" ("сухой асфальтобетон—лед") у автомобилей КамАЗ составили ±0,07 рад, а у автофургонов УАЗ — ±0,09 рад; у автомобилей Иж-2126 при торможении на "микст" ("сухой—мокрый асфальтобетон") — ±0,02 рад; у фургонов УАЗ при торможении на сухом однородном асфальтобетоне с неравномерностью действия тормозных механизмов, равной 30 %, — ±0,04 рад.

К сказанному следует добавить, что рулевой усилитель способствует не только снижению самоповорота управляемых колес, но и более точной коррекции водителем направления движения автомобиля. Особенно при наличии мощного поворачивающего момента, создаваемого разностью тормозных сил, поскольку сокращает время моторного компонента.

И еще одно обстоятельство, на которое следует обратить внимание.

Известно, что управляемость автомобиля во многом зависит от его поворачиваемости, т. е. реализуемого радиуса R поворота. При наличии угла $\theta_{ру}$ самоповорота из-за неравномерности действия тормозных сил на передних управляемых колесах данный радиус дает формула $R = L/(\theta + \theta_{ру} + \delta_2 - \delta_1)$, в которой L —база, $\theta_{ру}$ — угол поворота управляемых колес, заданный водителем, δ_1, δ_2 — углы увода, соответственно, колес передней и задней осей.

Рассмотрим, как на него влияют настройка АБС и структура управления тормозными моментами по осям.

Из теории[1] следует, что для независимых структур управления повышение степени использования коэффициента сцепления сопровождается уменьшением коэффициента коррекции по тормозной силе. Следовательно, это приведет к росту угла увода передних колес при тех же боковых составляющих от действующего поворачивающего момента. Результат — проявление у автомобиля недостаточной поворачиваемости. Что, с одной стороны, повысит его устойчивость, а с другой —

[1] Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. — М.: Машиностроение, 1984. — 168 с.

потребует от водителя бóльших усилий при корректировке возникающих отклонений.

Что касается задней оси, то применение независимой структуры ее управления, конечно, способствует повышению тормозной динамичности АТС. Однако у легковых и, прежде всего, короткобазных грузовых автомобилей с высоким расположением центра масс величина нормальной реакции на задних колесах в процессе экстренного торможения из-за продольного дифферента кузова резко снижается. Поэтому и приращение динамичности оказывается незначительным. Особенно на поверхностях с высокими сцепными свойствами. Но значение коэффициента коррекции по тормозной силе при этом уменьшается, что при тех же величинах боковых сил ведет к росту угла δ_2 увода этих колес и, как следствие, к склонности автомобиля к проявлению излишней поворачиваемости. Иными словами, легковые и короткобазные грузовые автомобили больше, чем другие АТС, склонны к отклонению от заданной траектории движения под действием поворачивающего момента от разности тормозных сил. А это также требует от водителя увеличения психомоторных затрат на поддержание заданного направления движения.

Таким образом, реализация структур управления, способствующих проявлению автомобилем излишней поворачиваемости в режиме торможения (установка зависимой низкопороговой структуры SLL на передней оси или независимой IR на задней), как следует из теории и экспериментов, всегда приводит к большим отклонениям курсового угла и смещению центра масс АТС.

Из всего сказанного можно сделать следующие выводы.

1. Конструкторы, проектирующие автомобиль с АБС, могут (и должны) формировать его эксплуатационные свойства в режиме экстренного торможения путем выбора структуры управления тормозными моментами на колесах осей с учетом алгоритма функционирования АБС и его влияния на степень использования максимального коэффициента сцепления, а также среднереализованного проскальзывания.

2. Поворачиваемость автомобиля с АБС за счет соответствующей организации структур управления тормозными моментами на колесах в режиме экстренного торможения можно изменять, по сравнению с другими режимами эксплуатации, и тем самым — влиять на его управляемость и устойчивость.

3. При оценке устойчивости автомобиля с АБС и его тормозной динамичности необходимо учитывать реакцию водителя на асимметричное возмущение со стороны дороги, обусловленное разностью тормозных сил на колесах главным образом передней управляемой оси.

УДК 629.11:621.45

Подушки безопасности: результаты моделирования раскрытия оболочки

Д-р физ.-мат. наук А.В. АЛИЕВ, Д.С. БЛИНОВ

Ижевский ГТУ (8. 3412. 58-91-85)

Предлагается методика расчета раскрытия оболочки подушки безопасности. Методика основана на решении задачи газовой динамики в двухмерной постановке. Расчетами установлены режимы работы подушки, при которых скорость раскрытия оболочки минимальна.

Ключевые слова: *подушка безопасности, модель раскрытия оболочки, методы расчета, скорость раскрытия оболочки.*

Aliev A.V., Blinov D.S.

AIR BAG: MODELLING OF BAG'S DISCLOSING

The computational method of disclosing of an air bag is offered. A method it is grounded on the solution of a problem of gas dynamics in bidimensional statement. It is spotted the conditions, when the velocity of disclosing of an air bag is minimal.

Keywords: *air bag, model of disclosing of air bag, methods of calculations, velocity of disclosing of air bag.*

Среди средств, повышающих пассивную безопасность АТС, все большую роль в последние годы начали играть подушки безопасности. Однако практика их применения показала, что они при срабатывании сами нередко становятся причиной травм. В частности, из-за того, что водитель (пассажир) в момент срабатывания подушки находится в положении, не соответствующем расчетному (ситуация Out-Of-Position — OOP).

Такие нестандартные положения, естественно, изучаются — с тем, чтобы создать подушки, их исключающие. Например, в зарубежной практике при проектировании подушек применяют пакеты программ MADYMO [1], LS-DYNA [2], PAM-CRASH [3] и др., работающие с трехмерными моделями. Однако эти пакеты — коммерческие, т. е. широкого профиля, поэтому позволяют оценивать влияние лишь отдельных факторов. Скажем, влияние способов укладки оболочки на ее травмобезопасность. Кроме того, все названные программные комплексы базируются на допущении о постоянном и равномерном росте давления в оболочке при ее срабатывании. Что неприемлемо при анализе других травмоопасных ситуаций, вероятных при раскрытии подушки. В частности, эксперименты свидетельствуют, что травмоопасная ситуация может возникнуть уже на начальной стадии раскрытия подушки. Например, если водитель (пассажир) потерял сознание либо уснул и вошел в контакт с контейнером, где хранится подушка.

Из этого примера напрашивается вывод: чтобы предотвратить ушиб, скорость раскрытия подушки на начальном этапе ее срабатывания должна быть как можно меньшей. Другими словами, нужно создать подушку с такими характеристиками, которые обеспечивали бы не постоянную, а изменяющуюся по заданному закону скорость ее раскрытия.

Чтобы оценить возможность реализации данного вывода, авторы провели специальное исследование. Причем для упрощений расчетов приняли ряд допущений, которые, по их мнению, не влияют на конечный результат.

Вот эти допущения.

Первое: корпус газогенератора достаточно прочный, т. е. не разрушается при срабатывании, а его

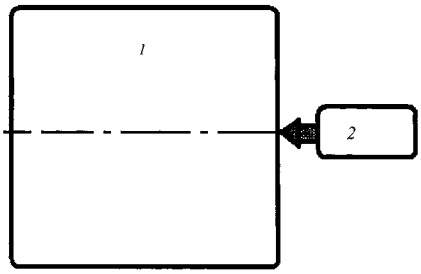


Рис. 1. Расчетная схема подушки безопасности:
1 — оболочка подушки; *2* — газогенератор

конструкция исключает вынос таблеток газогенерирующего состава. Второе: газ, заполняющий внутренний объем подушки безопасности, представляет собой механическую смесь, состоящую из воздуха, продуктов сгорания пиропатрона и разложения газогенерирующего состава (азида натрия) — азота (более 45 % массы), углекислого газа, монооксида углерода и воды (твердые и жидкие частицы натрия задерживаются в корпусе газогенератора специальными фильтрами). Третье: процессы, происходящие в газогенераторе, рассматриваются в усредненной по свободному объему газогенератора постановке, а в свободном объеме оболочки подушки — в осесимметричной (двухмерной) постановке. При этом считается, что продукты разложения газогенерирующего состава из газогенератора в оболочку подушки перемещаются с малыми дозвуковыми скоростями. Четвертое: условие раскрытия подушки определяется давлением на ее границах, которое представляет собой функцию времени процесса.

Расчетная схема, использованная при решении задачи, приведена на рис. 1, а математическая модель происходящих в раскрывающейся подушке газодинамических процессов представлена в виде следующей системы уравнений (табл. 1). Решали задачу методами С.К. Годунова и методом крупных частиц с модификациями [4]. При этом свободный объем надуваемой оболочки описывался ячейками прямоугольной в поперечном сечении формы с корректировкой по криволинейной границе ячейками треугольного профиля, и их общее число составило ~5 тыс. (120 по продольной координате и 40 — по радиальной).

Таблица 1

Формула	Примечания
$r\frac{\partial\rho}{\partial t} + r\frac{\partial}{\partial x}\rho v_x + \frac{\partial}{\partial r}\rho v_r r = r(G^{\text{в}} + G^{\text{т}})\gamma$ $r\frac{\partial\rho\alpha^{\text{в}}}{\partial t} + r\frac{\partial}{\partial x}\rho\alpha^{\text{в}} v_x + \frac{\partial}{\partial r}\rho\alpha^{\text{в}} v_r r = rG^{\text{в}}\gamma$ $r\frac{\partial\rho\alpha^{\text{т}}}{\partial t} + r\frac{\partial}{\partial x}\rho\alpha^{\text{т}} v_x + \frac{\partial}{\partial r}\rho\alpha^{\text{т}} v_r r = rG^{\text{т}}\gamma$ $\alpha^0 = 1 - \alpha^{\text{в}} - \alpha^{\text{т}}$ $r\frac{\partial\rho v_x}{\partial t} + r\frac{\partial}{\partial x}(\rho + \rho v_x^2) + \frac{\partial}{\partial r}\rho v_x v_r r = 0$ $r\frac{\partial\rho v_r}{\partial t} + r\frac{\partial}{\partial x}\rho v_x v_r + \frac{\partial}{\partial r}(\rho + \rho v_r^2) r = 0$ $r\frac{\partial\rho E}{\partial t} + r\frac{\partial}{\partial x}\rho v_x(E + p/\rho) + \frac{\partial}{\partial r}\rho v_r(E + p/\rho) r =$ $= r(G^{\text{в}}H^{\text{в}} + G^{\text{т}}H^{\text{т}})\gamma$ $p = \rho(k-1)\left(E - \frac{v_x^2 + v_r^2}{2}\right)$ $c_V = c_v^{\text{в}}\alpha^{\text{в}} + c_v^{\text{т}}\alpha^{\text{т}} + c_v^0\alpha^0$ $c_p = c_p^{\text{в}}\alpha^{\text{в}} + c_p^{\text{т}}\alpha^{\text{т}} + c_p^0\alpha^0$ $k = \frac{c_p}{c_V}$ $T = \frac{E}{c_V}$ $u_{\text{т}} = u_{1\text{т}}\left(\frac{p}{0{,}98\cdot 10^5}\right)^{v_{\text{т}}}$ $u_{\text{в}} = u_{1\text{в}}\left(\frac{p}{0{,}98\cdot 10^5}\right)^{v_{\text{в}}}$	ρ — плотность газовой смеси; t — время процесса; x, r — продольная и радиальная координаты расчетной области; v_x, v_r — осевая и радиальная составляющие скорости газов; $G^{\text{в}}$, $G^{\text{т}}$ — массоприход газов, выделяемых пиропатроном и газогенерирующим составом и поступающих в подушку в местах их расположения; γ — параметр, учитывающий приход массы и энергии от пиропатрона и газогенерирующего состава ($\gamma = 1$ в местах расположения пиропатрона и газогенератора, а в остальных местах $\gamma = 0$); $\alpha^{\text{в}}$, $\alpha^{\text{т}}$, α^0 — массовые концентрации продуктов горения пиропатрона, азида натрия и воздуха; p, T, E — давление, температура и энергия смеси газов; $H^{\text{в}}$, $H^{\text{т}}$ — теплосодержание продуктов сгорания пиропатрона и газогенератора; k — показатель адиабаты; c_p, c_V — теплоемкости газов при постоянном давлении и объеме соответственно; $u_{\text{т}}$, $u_{1\text{т}}$, $v_{\text{т}}$ — скорость разложения топлива газогенератора (азида натрия) и коэффициенты в законе разложения; $u_{\text{в}}$, $u_{1\text{в}}$, $v_{\text{в}}$ — скорость горения состава пиропатрона и коэффициенты в законе горения

Исходные данные, использовавшиеся в расчетах, принимались следующими [5]: объем оболочки в раскрытом положении — 0,0075 м^3; внутри нее в начальный момент давление и температура газа совпадали с параметрами стандартной атмосферы; время ее наполнения — 0,06 с; масса газогенерирующего состава — 0,24 кг; время работы газогенератора — 0,04 с.

Расчет выполнен при условии постоянства расхода из газогенератора. Его результаты — на рис. 2. При этом поля давлений пересчитывались в двух вариантах, первый из которых предполагал представление уровня давления степенью насыщенности цвета (рис. 2, *а*), второй — в виде линий одинакового давления по координатным осям (рис. 2, *б*).

Результаты такие.

В момент времени t = 0,005 с (поз. 1) подушка раскрылась на 20 % ее конечного объема; при t = 0,010 с (поз. 2) — 30 %; при t = 0,020 с (поз. 3) — 50 %; при t = 0,030 с (поз. 4) — те же 50 %, при t = 0,045 с (поз. 5) — 100 %. Причем они практически одинаковы как в случае использования методов С.К. Годунова, так и метода крупных частиц.

Важным представляется и результат, связанный с продолжительностью нестационарных процессов, которые происходят внутри подушки: после прекращения поступления продуктов газогенерирующего состава (t = 0,04 с) и полного раскрытия оболочки (t = 0,0408 с) подушка продолжает "дышать", что подтверждается цифрами на поз. 5 рис. 2, *б*. О том же говорят и другие позиции: на этапе раскрытия подушки изменение давления во времени до t = 0,0408 с сопровождается непрерывными колебательными процессами с амплитудой 0,08—0,15 МПа, и амплитудой 0,01—0,02 МПа — на этапе, когда она полностью раскрыта (t > 0,0408 с). Эти колебания — следствие возмущений, возникающих при раскрытии оболочки и отражении волн сжатия от ее стенок.

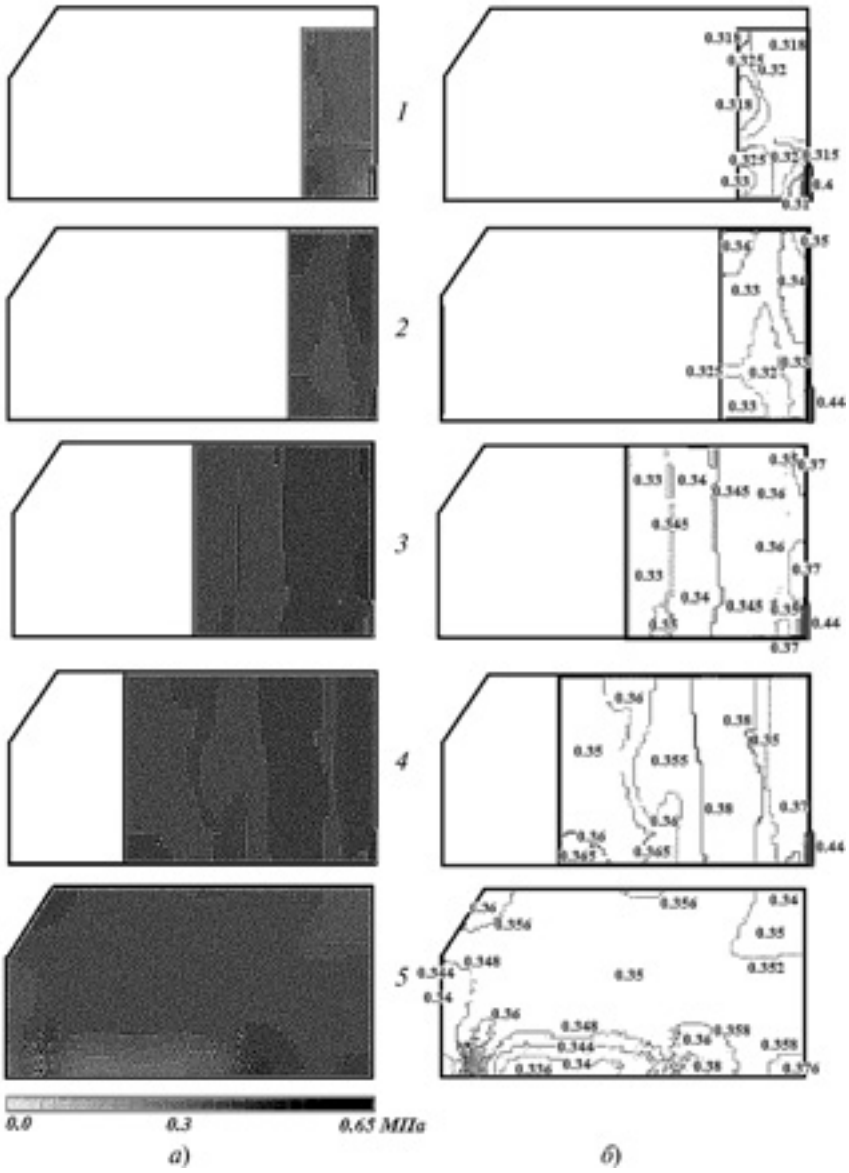


Рис. 2. Поле давлений в полости подушки через 0,005 (поз. 1), 0,010 (поз. 2), 0,020 (поз. 3), 0,030 (поз. 4) и 0,045 с (поз. 5) после начала ее наполнения

Исследование скорости движения оболочки при срабатывании подушки выполнялось для четырех вариантов исполнения заряда газогенератора. Первый из них соответствовал генератору с постоянным во времени массоприходом продуктов разложения азида натрия (заряд азида натрия выполнен, например, в виде шашки торцового горения); второй — с линейным ростом массоприхода с течением времени, третий — наоборот, с линейным уменьшением массоприхода, четвертый — с квадратичным законом уменьшения массоприхода (обеспечивается при использовании гранул азида натрия). Полученные при этом результаты, т. е. зависимости скорости U_{gr} движения подвижной границы оболочки подушки от времени ее раскрытия, приведены на рис. 3 и 4.

Как видим, рассмотренные варианты значительно отличаются друг от друга. Тем не менее у них есть одно общее: максимальные U_{gr} соответствуют началу раскрытия подушки, а в дальнейшем эта скорость приближается к некоторому постоянному значению. Кроме того, полное раскрытие оболочки не всегда может происходить за необходимые 0,04 с.

Основные параметры раскрытия подушки в зависимости от типа используемого газогенератора приведены в табл. 2. Они говорят о том, что скорость раскрытия оболочки в момент наиболее вероятного контакта с водителем (пассажиром), занимающим стандартное положение, во всех четырех расчетных вариан-

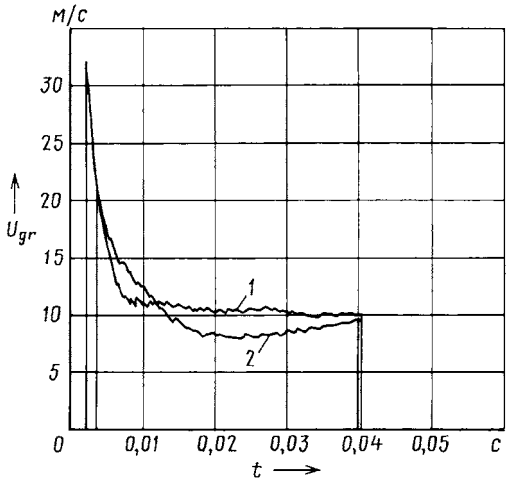


Рис. 3. Зависимость скорости движения оболочки подушки от закона изменения массоприхода газа:
1 — массоприход постоянный; *2* — массоприход линейно возрастающий

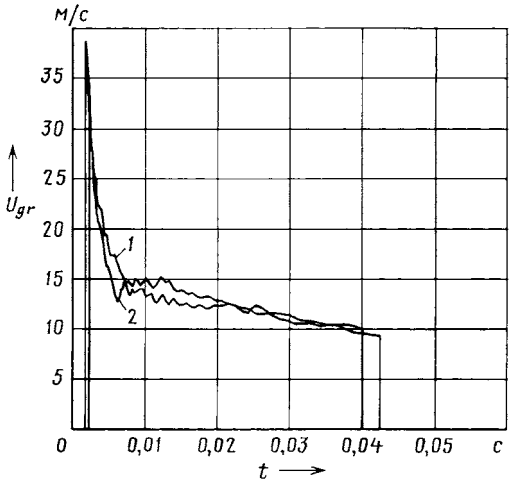


Рис. 4. Зависимость скорости движения оболочки подушки от закона изменения массоприхода газа:
1 — массоприход линейно убывающий; *2* — массоприход квадратично убывающий

Таблица 2

Тип газогенератора	Скорость движения оболочки, м/с, в момент		Время полного раскрытия оболочки, с
	начала раскрытия	полного раскрытия	
С постоянным массоприходом	31,9	9,9	0,0402
С линейно возрастающим массоприходом	20,4	9,8	0,0404
С линейно убывающим массоприходом	31,4	9,9	0,0400
С квадратично убывающим массоприходом	38,6	9,3	0,0426

тах не превышает 10 м/с. То есть она травмобезопасна. Однако начальная скорость в трех из четырех вариантах превышает 30 м/с. При нестандартном положении человека, когда он касается контейнера нераскрытой подушки, это опасно — травма неизбежна. И даже вариант генератора с линейно возрастающим массоприходом газа нельзя назвать безопасным: начальная скорость раскрытия подушки составляет ~20,4 м/с, или 73 км/ч. Наиболее же неблагоприятный вариант — при заряде для газогенерирующего состава, изготовленного в виде гранул. В этом случае массоприход убывает по времени по квадратичному закону, а скорость раскрытия оболочки в начальный момент времени составляет 38,6 м/с, т. е. 139 км/ч. Кроме того, газогенератор продолжает работать в течение ~0,0426 с, что значительно больше установленных техническим заданием 0,04 с.

Таким образом, исследование показало: все ныне существующие варианты подушек безопасности требуют изменения алгоритма их срабатывания. И в первую очередь — снижения скорости U_{gr} в начале заполнения оболочки хотя бы до уровня 10 м/с, т. е. 36 км/ч.

Литература

1. Mahnangare M., Trepess D., Blundell M.V., Hoffmann J., Freisinger M., Smith S.A. Simulation Approach for the Early Phase of a Driver Airbag Deployment to Investigate OOP Scenarios // 5th European MADYMO User Conference, Cambridge (26—27 September). 2005. — P. 24—110.
2. Marklund P., Nilsson L. Simulation of Airbag Deployment Using a Coupled Fluid-Structure Approa ch // 7th International LS-DYNA Users Conference, 2002. — P. 10.1—10.8.
3. Kuhnert J., Trramecon A., Ullrich P. Advanced air bag fluid structure coupled simulations applied to out-of position cases. // EUROPAM Conference Proceedings 2000, ESI group, Paris, Ftance, 2000.
4. Численный эксперимент в теории РДТТ / А.М. Липанов, В.П. Бобрышев, А.В. Алиев и др. — Екатеринбург: УИФ "Наука", 1994. — 302 с.
5. Алиев А.В., Саушин П.Н. Подушки безопасности: Вопросы баллистического проектирования // Автомобильная промышленность, 2008. № 5. — С. 32—35.

УДК 621.3.023

Моделирование напряженно-деформированного состояния каркаса городского автобуса в среде ANSYS

А.С. КОВЕНЯ, С.А. ПРОНКЕВИЧ, Д.А. ЧЕРНЫШЕВ

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси
(+375 17 284 24 23)

В статье обсуждается алгоритм моделирования каркаса городского автобуса, сочетающий в себе элементы предварительных аналитических расчетов с возможностями конечно-элементного анализа в среде ANSYS. Приведены результаты моделирования напряженно-деформированного состояния каркаса автобуса МАЗ-206 для некоторых режимов его движения.

Ключевые слова: *каркас автобуса, расчетные модели, инерционные силы, конечно-элементное моделирование, напряженно-деформированное состояние*

Kovenya A.S., Pronkevich S.A., Chernyshev D.A.

THE STRESS-STRAIN STATE MODELING OF THE CITY BUS SKELETON IN ANSYS

In the article is discussed the modeling algorithm of the city bus skeleton, combining elements of pre-analytical calculations with the possibilities of finite-element analysis in the ANSYS environment. The are presented simulation results of stress-strain state for MAZ-206 bus skeleton in some modes of his motion.

Keywords: *bus skeleton, simulation models, the inertial forces, finite-element analysis, stress-strain state.*

Каркас автобуса в процессе эксплуатации подвергается различным вариантам нагружения, многие из которых способны привести к появлению в его элементах недопустимо повышенных напряжений и деформаций. Кроме того, перед конструкторами всегда стоит задача постоянного совершенствования автобуса, что невозможно без изменения его каркаса. В итоге еще на стадии проектирования автобуса требуется оценить степень нагруженности различных элементов его каркаса, сделать необходимые прогнозы прочности, жесткости и долговечности. И здесь без знания и умения применять основные приемы моделирования каркасов современных городских автобусов не обойтись. Поэтому рассматриваемая ниже на примере автобуса МАЗ-206 технология такого моделирования в среде программного комплекса конечно-элементного анализа ANSYS, думается, должна представлять интерес не только для авторов статьи.

Основой для разработки конечно-элементной модели каркаса любого автобуса, в том числе и МАЗ-206, служит его трехмерная геометрическая модель. После импорта в среду ANSYS она тщательно перерабатывается с целью адаптации к возможностям сред конечно-элементного моделирования. При этом степень детализации, типы применяемых конечных элементов, размер конечно-элементной сетки и другие параметры модели зависят от сложности задачи, цели расчета и имеющихся вычислительных ресурсов. В рассматриваемом примере (автобус МАЗ-206) напряженно-деформированное состояние каркаса оценивалось в два этапа. На первом первоначальная общая оценка выполнялась с помощью конечно-элементной модели на основе балочных элементов, а на втором — более детальная, для отдельных узлов каркаса с учетом характера сопряжения конструктивных элементов, а также особенностей работы сварных, болтовых соединений и т. п., — с помощью моделей на основе оболочечных или объемных конечных элементов.

И сделано это не случайно. Дело в том, что балочная модель, хотя и требует больше времени для подготовки, чем модель на основе объемных конечных элементов, на последующих этапах моделирования обеспечивает существенную экономию времени и машинных ресурсов. Модель же, сформированная с помощью оболочечных конечных элементов, дает возможность получить детальные картины распределения напряжений в зонах узловых соединений с учетом формы узла.

Наконец, для оценки напряженно-деформированного состояния узловых соединений, состоящих из двух стержней, использовались модели, выполненные с помощью объемных конечных элементов, что позволило [1] проанализировать напряжения, возникающие вблизи границ соединения стержней каркаса с учетом формы сварного шва.

Расчетные схемы, применяемые при виртуальном моделировании, очевидно, должны отражать внешние воздействия на каркас автобуса, которые он может испытывать в процессе эксплуатации. И здесь (для упрощения) варианты нагружения были условно разделены на квазистатические и обусловленные движением автобуса. К первым отнесены варианты, в которых не учитывается действие инерционных сил. В числе квазистатических — силы веса автобуса, его оборудования и пассажиров; силы, скручивающие каркас при наезде автобуса на препятствие одним из колес передней или задней оси; силы, вызывающие продольный изгиб каркаса при одновременном наезде на препятствие колес одной из осей, а также его скручивание при одновременном наезде на препятствия двух диагонально расположенных колес разных осей (диагональный наезд).

Каждый из этих вариантов имел свою конечно-элементную модель. Одна из них, описывающая наиболее "интенсивный" вариант нагружения — диагональный наезд на препятствие, приведена в качестве примера на рис. 1.

Ко второй группе отнесены варианты, сопровождаемые появлением инерционных сил. То есть те, которые возникают при разгоне, торможении или движении автобуса на повороте [2]. Это, например, действие инерционных сил на повороте, удары о препятствие в процессе экстренного торможения или при прохождении поворота и т. п. Все они впервые выделены в работе [3] и рассматриваются в ней как наиболее опасные расчетные сочетания нагрузок.

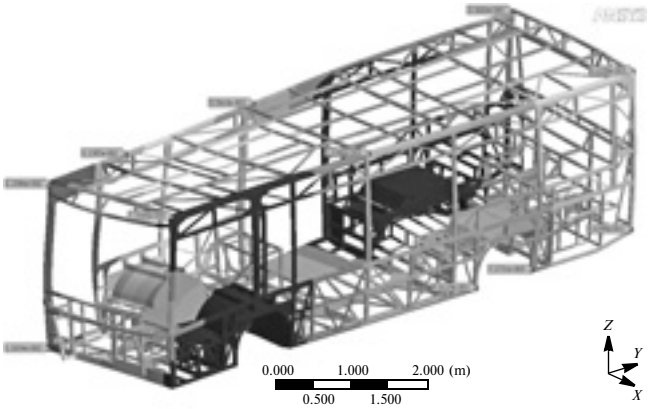


Рис. 1. Деформирование каркаса автобуса при диагональном его наезде на препятствие

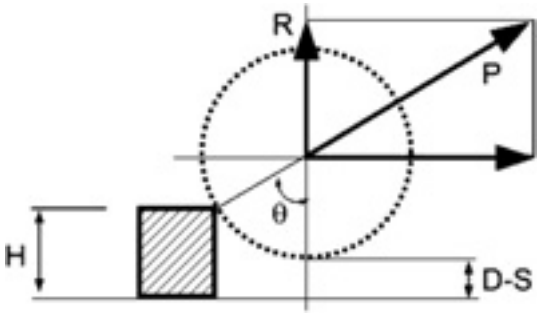


Рис. 2. Силы, возникающие при ударе колеса автобуса о препятствие

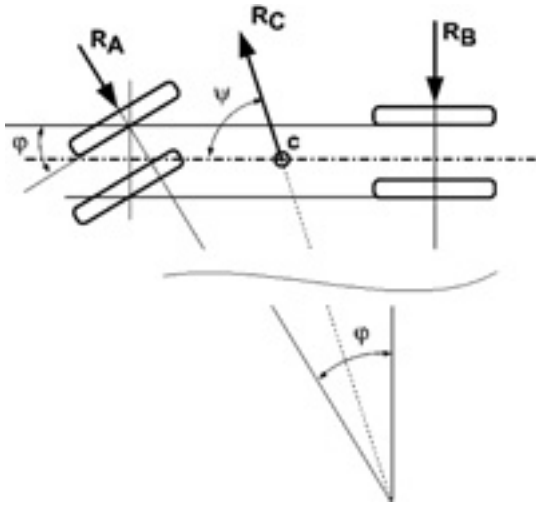


Рис. 3. Силы, возникающие при движении автобуса на повороте

При подготовке расчетных моделей для них можно, в соответствии с рекомендациями работы [2], принять, что максимальные ускорения в вертикальном направлении с учетом коэффициента запаса 1,5 не превышают 4,5g, а предельные значения поперечных ускорений, возникающих на повороте, и продольных ускорений в процессе экстренного торможения или разгона не превышают 1,5g. Тогда, если схему сил, возникающих при ударе колеса автобуса о препятствие, изобразить так, как это показано на рис. 2, то при вертикальной статической реакции, действующей на колесо и равной R, динамическая вертикальная реакция R_g будет равна 4,5R. Равнодействующая P, очевидно, пройдет через точку контакта колеса с препятствием и ось колеса. Поэтому ее величина составит не 4,5R, а 4,5R/cosθ. Горизонтальная же составляющая P_x равнодействующей P будет равна 4,5Rtgθ.

Если препятствие преодолевается со значительной скоростью, каркас автобуса за счет удара успевает приподняться лишь незначительно, на величину (D—S). То есть для него эффективная высота $H_э$ препятствия будет равна не H, а разности $H - (D—S)$, где S — статический прогиб его подвески, D — полный (динамический) ее прогиб.

Схема сил, возникающих при движении автобуса на повороте, показана на рис. 3.

Когда автобус находится на грани опрокидывания, его сила W веса, равная mg, действует только на внешние колеса. При этом предельная по величине центробежная сила R_c складывается с суммарным вектором реакций, действующих на передние (R_A) и задние (R_B) колеса автобуса со стороны дороги, умноженным на коэффициент μ трения. В векторном виде равенство этих сил запишется следующим образом: $\mu(\overline{R}_A + \overline{R}_B) = \mu\overline{W}$. Из него, проецируя эти силы на направления, перпендикулярное и параллельное оси автобуса, можно получить формулы для определения R_A и R_B: $R_A = \frac{W\cos\psi}{\sin\varphi}$; $R_B = -\frac{W\cos(\psi+\varphi)}{\sin\varphi}$. Значения углов θ, φ и ψ, входящие в формулы, можно вычислить, зная компоновочные параметры автобуса.

Так, для МАЗ-206 радиус r колеса равен 495 мм, статический прогиб подвески — 260 мм; динамический ее прогиб S_D — 173 мм; эффективная высота $H_э$ препятствия — 87 мм; минимальный радиус ρ поворота — 10 м; база $B = 4270$ мм; полная масса — 13 200 кг; максимальный коэффициент трения μ — 0,2. Откуда $\cos\theta \approx \frac{r-[H-(D-S)]}{r} = \frac{495-87}{495} = 0{,}824$; $\sin\varphi \approx \frac{B}{\rho} = \frac{4270}{10\,000} = 0{,}427$; $\cos\psi \approx \frac{B/2}{\rho} = \frac{2135}{10\,000} = 0{,}2135$. Следовательно, $\theta \approx 34{,}48°$, $\varphi \approx 25{,}28°$, $\psi \approx 77{,}67°$, $\psi + \varphi \approx 102{,}95°$, $R_A = 64{,}746$ кН (6,6 тс), $R_B = 67{,}96$ кН (6,9 тс).

Теперь, зная величины сил и углов, рассмотрим подробнее примеры моделирования двух вариантов действия инерционных сил на каркас автобуса, а именно: их действие при ударе о препятствие в процессе экстренного торможения, а также при повороте в состоянии "на грани опрокидывания".

Первая ситуация возникает, когда водитель, увидев препятствие, резко нажимает на педаль тормоза, но автобус, несмотря на это, ударяется о препятствие. В данном случае, как сказано выше, вертикальная динамическая реакция R_g, вызванная наездом на препятствие, равна $4{,}5R$, а продольная R_x, направленная в сторону, противоположную направлению движения автобуса, — $4{,}5R\mathrm{tg}\theta$. При этом в результате торможения приращение вертикальной нагрузки на ось от наезда на препятствие составляет $4{,}5(Rh_c/2B)\mathrm{tg}\theta$, а от торможения — $1{,}5(Wh_c/2B)$. Приращение продольной силы, направленной назад, вызванное торможением и приращением вследствие этого нагрузки на оси при наезде на препятствие, составит $1{,}5R + 1{,}5(Wh_c/2B)$, где B — база автобуса, h_c — расстояние от центра масс до поверхности дороги (у МАЗ-206 $B = 4{,}27$ м, $h_c \approx 1{,}4$ м), R — реакция колеса.

Таким образом, суммарная вертикальная составляющая R_{gA}, действующая на каркас со стороны колес передней оси, равна $R_{gA} = 1{,}5\left[3R_A\left(1+\frac{h_c}{2B}\mathrm{tg}\theta\right)+\left(\frac{Wh_c}{2B}\right)\right]$, а продольная сила — $R_x = 1{,}5\left[R_A(3\mathrm{tg}\theta+1)+\left(\frac{Wh_c}{2B}\right)\right]$.

Что касается нагрузок на каркас со стороны задней оси, то вертикальную составляющую дает формула $R_{gB} = 1{,}5\left[3R_B\left(1-\frac{h_c}{2B}\mathrm{tg}\theta\right)-\left(\frac{Wh_c}{2B}\right)\right]$.

Результаты моделирования деформированного состояния каркаса для случая наезда на препятствие в процессе экстренного торможения показаны на рис. 4.

Расчетная модель, имитирующая воздействие инерционных сил на каркас при повороте, учитывала, что автобус находится на грани опрокидывания, и вся его масса приходится на два крайних колеса. При этом должны быть учтены: вертикальная составляющая R_A реакции внешнего переднего колеса, подсчитываемая по формуле $R_A = 1{,}5\left[R\frac{\cos\psi}{\sin\psi}+\mu\cos\psi\left(\frac{Wh_c}{B}\right)\right]$; вертикальная составляющая R_B реакции внешнего заднего колеса, подсчитываемая по формуле $R_B = 1{,}5\left[R\frac{\cos\psi}{\sin\varphi}+\mu\cos\psi\left(\frac{Wh_c}{B}\right)\right]$, продольная составляющая R_{AX} реакции на переднем колесе, направленная назад ($R_{AX} = 1{,}5W\cos\psi$), боковая составляющая R_{AY} на переднем колесе $\left(R_{AY} = 1{,}5\mu R\frac{\cos\psi}{\mathrm{tg}\theta}\right)$ и боковая составляющая R_{BY} на заднем колесе $\left(R_{BY} = 1{,}5\mu R\frac{\cos\psi}{\mathrm{tg}\theta}\right)$.

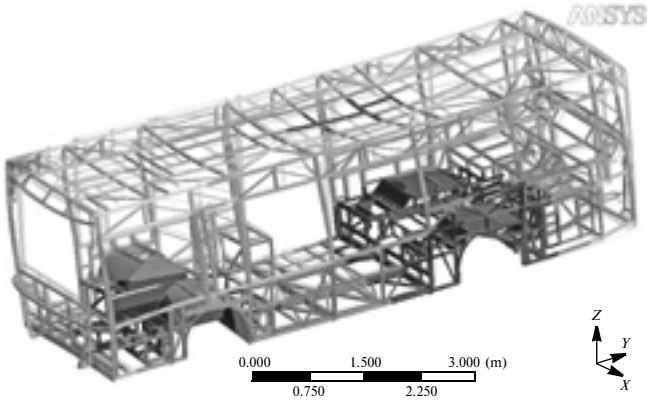


Рис. 4. Деформирование каркаса автобуса при экстренном торможении

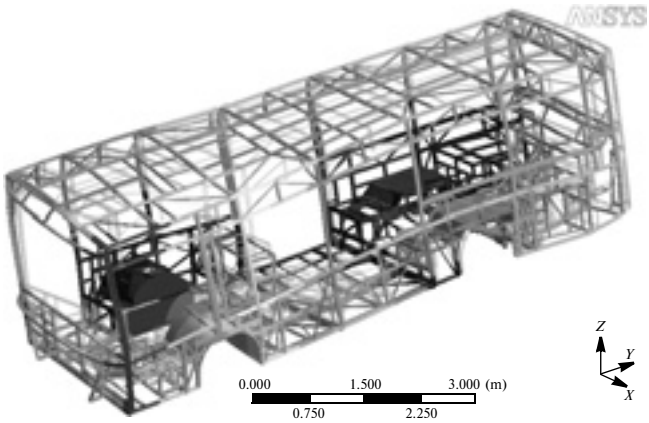


Рис. 5. Деформирование каркаса автобуса при повороте налево

Результаты моделирования деформированного состояния каркаса автобуса при повороте налево приведены на рис. 5.

Таков, если коротко, алгоритм моделирования напряженно-деформированного состояния каркаса автобуса МАЗ-206. Его можно назвать комбинированным, поскольку он сочетает в себе элементы предварительных аналитических расчетов и последующую реализацию с использованием возможностей конечно-элементного анализа. Деформации и напряжения, являющиеся результатом такого моделирования, в свою очередь, могут быть основой для анализа прочности и долговечности каркаса, позволят проводить его оптимизацию или уточнять те или иные технические решения еще на стадии проектирования.

Литература

1. Довнар С.С., Баулин С.С., Ковеня А.С. Сравнение напряженного состояния различных типов Т-образных узловых соединений элементов каркаса автобуса и оценка влияния формы стыка на уровень долговечности узла // Механика машин, механизмов и материалов. ОИМ НАН Беларуси, Минск, № 3 (8). 2009. С. 42—48.
2. Фентон Дж. Несущий каркас кузова автомобиля и его расчет. — М.: Машиностроение, 1984. — 196 с.
3. Garrett T.K. Automobile dynamic loads. Automobile Engineer, 1953, Vol. 43, N 563, pp. 60—64.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.113.004.681.611

Автоматизация составления структуры гарантийного комплекта запасных частей

Д-р техн. наук И.В. МАКАРОВА, канд. техн. наук Р.Г. ХАБИБУЛЛИН, Р.А. КОЗАДАЕВ, А.И. БЕЛЯЕВ, Э.И. БЕЛЯЕВ

ИНЭКА (8552. 39-71-40)

В статье анализируются способы повышения эффективности сервисного обслуживания за рубежом на основе автоматизированной системы составления гарантийных комплектов.

Ключевые слова: *фирменное обслуживание, гарантийный комплект, дилерско-сервисный центр.*

Makarova I.V., Khabibullin R.G., Kozadaev R.A., Belyaev A.I., Belyaev A.I.

AUTOMATION OF SPARE PARTS GUARANTEE KIT FORMATION

In the article the methods of the foreign service effectiveness increase on basis of the guarantee kit formation computerized system is analyzed.

Keywords: *firm service, guarantee kit, dealer-service center.*

В условиях жесткой рыночной конкуренции производителям автомобилей необходимо создавать такую систему сервисного обслуживания, при которой упор делается не на краткосрочную текущую прибыль предприятия, а на долгосрочное планирование его деятельности и привлечение клиентов. Система фирменного обслуживания представляет собой дилерско-сервисную сеть, предприятия которой — современные сервисные центры, создаваемые и функционирующие в тесном взаимодействии с фирмой-производителем. Одним из факторов обеспечения конкурентоспособности при такой стратегии дилерско-сервисного центра становится сокращение времени обслуживания клиента.

Компании, экспортирующие автотехнику в различные страны мира, нуждаются в решении проблем, связанных с организацией сервиса. Чтобы оперативно реагировать на все возрастающий поток заявок на сервисное обслуживание автомобилей, обусловленный как ростом уровня автомобилизации, так и расширением модельного ряда, дилерско-сервисному центру необходимо иметь все необходимые для этого ресурсы, основные из которых — запасные части. Решение этой задачи наиболее актуально для зарубежных дилерско-сервисных центров, поскольку во многих случаях стоимость доставки необходимого для ремонта узла или агрегата бывает сопоставимой со стоимостью самого автомобиля[1].

На сегодняшний день цель организации сервиса автомобилей КамАЗ за рубежом — обеспечение максимального соответствия качества обслуживания реализуемой техники требованиям потребителей путем оптимизации функционирования системы сервиса.

Решение проблемы обеспечения запасными частями дилерско-сервисных центров за рубежом заключается в создании гарантийного комплекта, который отправляется в страну-экспортер вместе с партией продаваемых автомобилей. Для этого специалисты должны проанализировать информацию по региону, в котором будет эксплуатироваться автомобиль, а также составить планы технического обслуживания и обучения персонала.

Анализ дефектов автомобилей КамАЗ, планирование структуры гарантийных комплектов и минимизация риска от потери прибыли из-за отсутствия той или иной запасной части в условиях сервиса за рубежом — сложная математическая задача, решение которой невозможно без использования современных методов математического моделирования и информационных технологий.

Целью задачи планирования структуры гарантийных комплектов является повышение эффективности процесса выполнения гарантийных обязательств по качеству автомобильной техники КамАЗ. Сущность задачи заключается в автоматизации процесса анализа рекламационных актов и прогнозировании на основе его результатов структуры гарантийных комплектов

[1] Хабибуллин Р.Г. Проблемы формирования интегрированной информационной системы фирменного автоцентра: материалы V Всероссийской научно-технической конференции "Политранспортные системы" / Хабибуллин Р.Г., Макарова И.В., Беляев А.И. — Красноярск: СФУ, в 2 ч., ч. 1, 2007. — С. 31—36.

для автомобилей КамАЗ, обслуживающихся в дилерско-сервисных центрах за рубежом.

На сегодняшний день планирование структуры гарантийных комплектов выполняется в большинстве случаев на интуитивном уровне и требует вмешательства большого числа специалистов в области гарантийного обслуживания. Кроме того, анализ эксплуатационных условий автомобильной техники для страны-импортера, а также идентификация соответствия узлов, агрегатов и систем по каталогам для конкретной комплектации автомобиля сводной производственной спецификации завода-изготовителя — довольно длительные процессы.

Для решения этой проблемы авторами была разработана методика анализа дефектов и составления структуры гарантийных комплектов запасных частей. Предусмотренная методикой статистическая обработка данных, полученных в результате мониторинга отказов и дефектов, и анализ закономерностей их возникновения позволяют спрогнозировать (за счет постоянного, в режиме реального времени мониторинга дефектов экспортных гарантийных автомобилей) сколько и каких деталей и материалов нужно включать в гарантийные

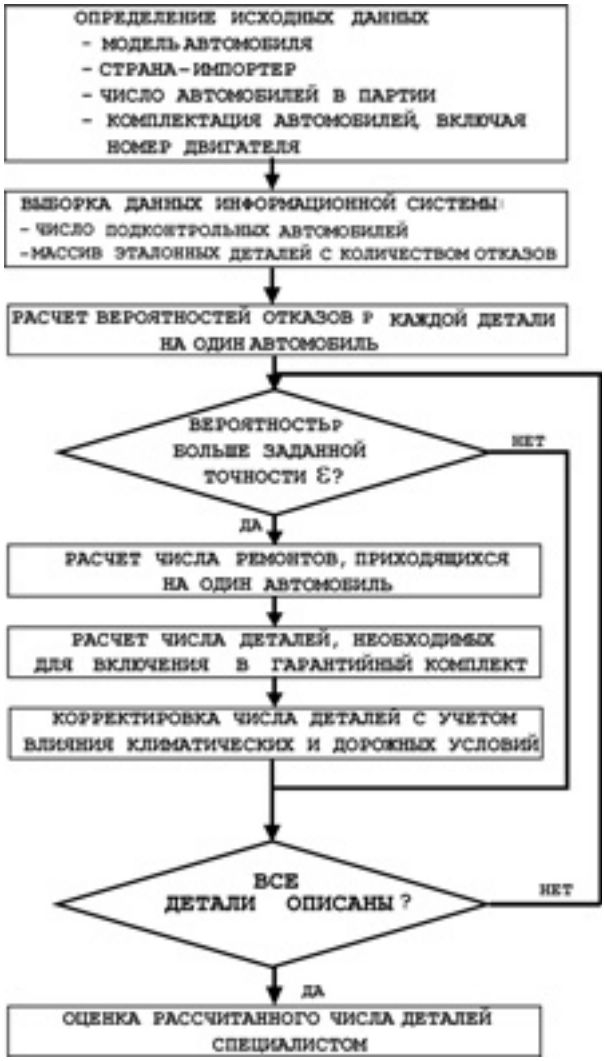


Рис. 1. Алгоритм планирования структуры гарантийный комплектов запасных частей

Рис. 2. Форма для расчета состава и структуры гарантийных комплектов запасных частей

комплекты, поставляемые в конкретную страну-импортер. Для реализации разработанной методики были созданы алгоритм составления гарантийных комплектов (рис. 1), а также инструмент его выполнения — программный модуль "Рекомендации по гарантийным комплектам" (рис. 2), вошедший в состав общей информационной системы ЗАО "Внешнеторговая компания КамАЗ". С целью формализации информации при создании модуля был разработан специальный кодификатор, позволяющий описывать любой дефект узла или агрегата с помощью составного кода, а для упрощения ввода норм времени на его устранение — алгоритм автоматизированного подбора перечня работ, не допускающий их дублирования и неоднозначного описания.

"Рекомендации по гарантийным комплектам" оптимизируют работу специалистов, формирующих гарантийные комплекты, позволяют создать точный перечень запасных частей, необходимых для включения в каждый из комплектов. Основное достоинство автоматизации описанных процессов — минимизация влияния субъективных факторов на качественную и количественную оценки информации по отказам, что способствует принятию обоснованных решений на основе ее анализа.

В настоящее время проводятся работы по совершенствованию данного модуля: в него вводятся такие дополнительные параметры формирования массива исходной информации, как коэффициент влияния климатических и дорожных условий, а также структура гарантийного парка автомобилей КамАЗ в пределах каждой страны-импортера. Кроме этого, планируется создание динамической связи с каталогом запасных частей фирмы-производителя (кодировка деталей в виде СПС-кода), что позволяет получать актуальную информацию о характеристиках включаемых в гарантийный комплект деталей и узлов.

УДК 629.113.001(75); 629.33

Диагностический стенд с приводом от двигателя диагностируемого АТС

И.В. ХОДЕС, О.А. БАЖИН, С.В. ШЕЛУХИН

Волгоградский ГТУ (8442. 24-81-62)

Изложена методика прогнозирования внешней и частичных скоростных характеристик двигателя при испытании АТС на многофункциональном стенде ВолгГТУ с приводом от собственного двигателя. Показана возможность прогнозирования всего комплекса характеристик по двум исходным величинам: максимальной мощности и соответствующей частоте вращения.

Ключевые слова: *стенд, испытания, скоростная характеристика, частичный режим, частота вращения.*

Hodes I.V., Bazhin O.A., Sheluhin S.V.

DIAGNOSTIC STAND DRIVEN DIAGNOSE CAR

The technique of forecasting external and partial high-speed characteristics of the engine is stated at test ATS at multipurpose stand VSTU with a drive from own engine. Possibility of forecasting of all complex of characteristics on two initial sizes is shown: to the maximum capacity and corresponding frequency of rotation.

Keywords: *stand, test, speed characteristic, the partial mode, the frequency of rotation.*

В Волгоградском ГТУ разработан [1] стенд, обеспечивающий комплексную оценку технического состояния АТС. Его отличие от традиционных стендов аналогичного назначения состоит в том, что в нем электропривод и связанные с ним инерционные вращающиеся массы заменены приводом от двигателя, а также инерционными массами трансмиссии, опорных колес диагностируемого АТС и роликов этого стенда.

Причем АТС в процессе диагностирования нагружается его штатной тормозной системой и дополнительно — тормозными устройствами роликов стенда, выполненными на базе задних ведущих мостов большего, чем у диагностируемого АТС, по грузоподъемности класса автомобиля. Это позволяет увеличить длительность цикла испытания, предоставляемого более энергоемкими тормозными устройствами опорных роликов, и воспроизводить эксплуатационные режимы на частичных режимах нагружения с имитацией разгона, торможения на разных передачах в трансмиссии.

Стенд имеет (рис. 1) с каждой стороны пару передних и задних платформ *1*, на каждой из которых соосно установлены кинематически автономные опорные ролики *2*, спаренные по сторонам в две секции — внешнюю (*3*) и внутреннюю (*4*). Обе секции оснащены индивидуальным тормозным механизмом с автономным приводом и имеют возможность блокирования последнего по осям и сторонам в любом сочетании. Ролики внутренней секции *4* каждой стороны кинематически связаны. При испытаниях полноприводных автомобилей с целью устранения циркулирующей мощности при торможении опорных роликов *2* кинематическая связь отключается.

Каждый опорный ролик *2* секции опирается на платформу через тензометрическую стойку *5*. Коммутация групп датчиков в пределах секций одной платформы позволяет определять продольную горизонтальную силу, воздействующую на колесо *6*, поперечную силу, пропорциональную несоответствию геометрических параметров установки колес по развалу и схождению на оси испытуемого АТС. На одной из секций каждой платформы устанавливается тахометр *7*. Измеряемые величины преобразуются АЦП (аналого-цифровым преобразователем ДС-212 крейтовой системы LTC) и вводятся в ЭВМ для последующей обработки по программе, предусмотренной алгоритмом испытаний.

Стенд снабжен видеорегистрирующей аппаратурой. Причем видеокамеры *8* ориентируются на сопряженные агрегаты автомобиля с фоном в виде масштабной сетки. (Фактическое смещение агрегатов представляет интерес особенно при динамических режимах с имитацией разгона, торможения, преодоления повышенных дорожных сопротивлений, неровностей.) На цилиндрической поверхности наружных роликов *2* попарно с противоположных сторон устанавливаются съемные накладки, имитирующие кинематические возмущения от дорожных неровностей. Повышенные сопротивления вызываются подтормаживанием опорных роликов.

Варьируемые и измеряемые по усилию и скорости параметры торможения позволяют оценить суммарный инерционный и эффективный моменты двигателя с получением частичной и внешней скоростных его характеристик, а по остаточному коэффициенту фрикционной связи — ресурс сцепления.

Наличие на стенде шумовиброизмерительной аппаратуры и видеокамеры дает возможность диагностировать шумовиброактивность двигателя, трансмиссии, колесных опор, регистрировать взаимные перемещения сопряженных агрегатов, кузова и подвески в режимах имитации разгона, торможения, повышенного сопротивления перекатыванию колес и выявлять нерегламентированные их изменения. Оснащение опорных роликов съемными накладками, имитирующими дорожные неровности, позволяет определять динамические вертикальные нагрузки каждой колесной опоры и с компьютерной поддержкой — АЧХ подвески, а измерения сил на опорных роликах в поперечной плоскости — оценивать динамическое соответствие параметров “развал—схождение”.

Стенд имеет четыре варианта работы.

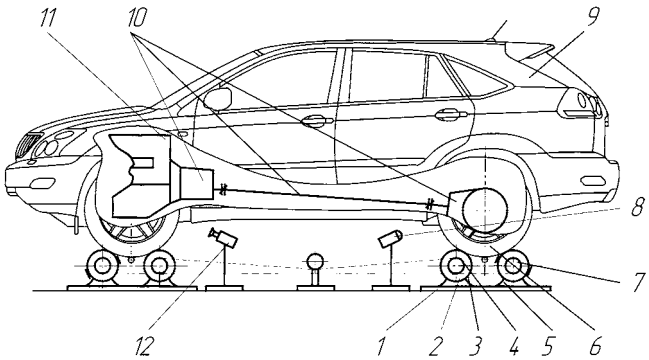


Рис. 1. Общий вид испытательного стенда:
1 — платформа; *2* — опорные ролики; *3* — внешняя секция; *4* — внутренняя секция; *5* — тензоизмерительная стойка; *6* — колесо; *7* — тахометр; *8* — видеокамера; *9* — кузов АТС; *10* — трансмиссия АТС; *11* — двигатель АТС; *12* — микрофоны

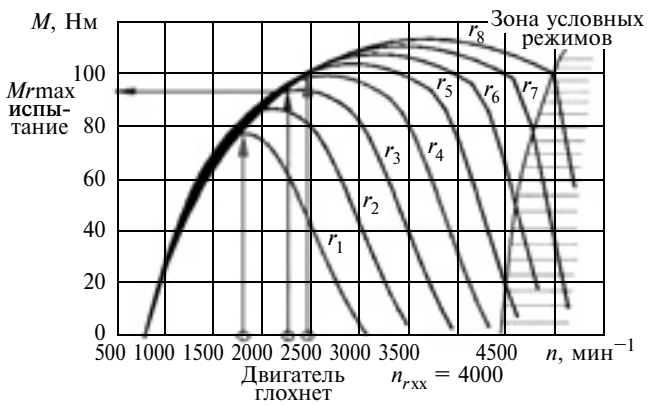


Рис. 2. Экспериментальная зависимость крутящего момента от скорости вращения коленчатого вала и показателя частичного режима двигателя ВАЗ-2105:

$r_1 = 0{,}3$; $r_2 = 0{,}4$; ... $r_B = 1$ — показатели режима скоростной характеристики двигателя на частичных режимах до внешней характеристики при $r_B = 1$; n_{rxx} — максимальная частота вращения вала двигателя на частичном режиме при $r_3 = 0{,}5$; ①, ②, ③ — режимы по частоте вращения на момент заглохания двигателя при увеличении нагрузки

Вариант 1 предназначен для расчетной оценки внешней и частичных скоростных характеристик двигателя. Технология его реализации следующая.

1. Задаемся ступенями частичных режимов. Принимаем, например, что показатель r режима изменяется в пределах $0{,}3 \leqslant r \leqslant 1$ с шагом 0,1, т. е. $r = 0{,}3$; 0,4; ... 0,9; 1. Значение данного показателя дает формула № 1 (см. таблицу). Из этой формулы получим формулу № 2.

2. По формуле № 3 определяем максимальную частоту n_{xx} холостого хода при условии, что значение коэффициента K_0, т. е. отношения этой частоты к n_N (формула № 4) известно или задано.

3. Делаем то же самое для $r = r_{min}$, т. е. определяем частоту $n_{r_{xx}}$. Для этого принимаем, что коэффициент K_r в диапазоне $K_0 \leqslant K_r \leqslant K_{max}$ изменяется линейно. Тогда значения коэффициента K_r для промежуточных частичных режимов дает формула № 5, а значение $n_{r_{xx}}$ — формула № 6.

3. Используя известную формулу Лейдермана, по формуле № 7 находим зависимость $N(n)$ для участка $n_r < n < n_{r_{xx}}$.

4. Находим $M(n)$, т. е. соотношение крутящего момента и частоты вращения, для обоих участков и представляем их в виде таблицы или графика (рис. 2).

5. Полученные расчетные соотношения $M(n)$ для различных значений r уточняем при испытаниях двигателя в составе АТС, пользуясь торможением роликов стенда.

6. Получив такую уточненную характеристику двигателя, ее можно расчетным методом трансформировать в уточненную характеристику $N(r, n)$ по мощно-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$r = (n_r - n_x)/(n_N - n_x) = N_r/N_{max}$	n_r — частота вращения коленчатого вала при максимальной для частичного режима мощности двигателя; n_x — частота вращения коленчатого вала на холостом режиме работы двигателя; N_r — максимальная мощность на частичном режиме; N_{max} — максимальная мощность на режиме внешней скоростной характеристики при r_B
2	$n_r = r(n_N - n_x) + n_x$.	—
3	$n_{xx} = K_0 n_N$	—
4	$K_0 = n_{xx}/n_N$	—
5	$K_r = K_{max} - \frac{r-0{,}3}{0{,}7}(K_{max} - K_r)$	$K_{max} = \frac{n_{r_{xx}}}{N_r}$; ориентировочно, с последующим уточнением после измерений при испытаниях, можно принять, что $K_{max} = 1{,}5$
6	$n_{r_{xx}} = K_r n_r$	—
7	$N(n) = \frac{N_r(n-n_x)}{n_r - n_x}\left[1 + \frac{C_1(n-n_x)}{n_r - n_x} - \frac{C_2(n-n_x)^2}{(n_r-n_x)^2}\right]$	$C_{1,2} = 1{,}4$ — коэффициент, характеризующий ДВС, оснащенный системой впрыскивания топлива
8	$N(n) = \frac{N_r(n_{r_{xx}}-n)}{n_{r_{xx}} - n_r}\left[1 + \frac{C_1(n_{r_{xx}}-n)}{n_{r_{xx}} - n_r} - \frac{C_2(n_{r_{xx}}-n)^2}{(n_{r_{xx}}-n_r)^2}\right]$	—
9	$M_р = \lambda m g r_к$	$\lambda = j/g = 0{,}8$ — регламентируемый стандартом коэффициент торможения и равный отношению суммарной тормозной силы $F_т$ ($F_т = \lambda mg$) к силе веса АТС; j — замедление АТС при торможении; g — ускорение свободного падения
10	$M_к = M i_1 \eta_т$	—

сти. При этом достаточно регистрировать только доступную для измерений частоту вращения роликов стенда и тем самым — ведущих колес и коленчатого вала двигателя (на рис. 2 отмечены по оси частоты вращения точками ①, ②, ③ в процессе нагружения штатным тормозным механизмом АТС). Это позволит прогнозировать крутящий момент и потенциальную максимальную мощность двигателя на частичном режиме r_3. А как следствие и мощность, которую может реализовать двигатель при полном открытии дроссельной заслонки, т. е. внешнюю характеристику. Именно она и указывается производителями в технических характеристиках к автомобилю, а значит есть возможность сравнить эти данные.

Если при испытании наблюдаются неодинаковые или недостаточные тормозные моменты на колесах оси, то, вызывая дозированное по измеряемой величине дополнительное подтормаживание соответствующей парой роликов стенда, можно получить дифференцированную оценку наблюдаемой неравномерности тормозных усилий.

Вариант 2 — оценка тормозных свойств АТС.

Испытуемый автомобиль нагружается до полной разрешенной или иной массы *m* и устанавливается колесами *6* на опорные ролики *2*. Затем включается первая передача, и все восемь опорных роликов *2* тормозятся суммарным моментом $M_р$, величина которого определяется по формуле № 9.

Так как приводной суммарный момент $M_к$ на колесах АТС от двигателя ($M_д$) на первой передаче, подсчитываемой (формула № 10) с учетом ее передаточного числа i_1 и КПД ($\eta_т$), по своей величине сопоставим с суммарным тормозным моментом $M_р$, то полное торможение вызовет блокирование колес.

Измерительное устройство фиксирует соответствующие ему тормозные моменты $M_{рк}$ и угловые скорости $\omega_{ок}$ на опорных роликах. Затем опорные ролики растормаживаются, выполняются плавное полное торможение колес АТС штатной его системой и измерение угловых скоростей $\omega_{шк}$ опорных роликов при их приводе от колес. Если $\omega_{шк} < \omega_{ок}$, то тормозные свойства автомобиля находятся в пределах норм; если $\omega_{шк} \geqslant \omega_{ок}$, то испытание повторяется с дополнительным подтормаживанием соответствующего колеса тормозным моментом ролика *2*.

Величина этого дополнительного подтормаживания и является количественной оценкой степени недостаточности торможения штатной тормозной системой. При этом если недостаточное торможение имеют несколько колес, то операция повторяется по каждому колесу.

Как видим, испытание полноприводного АТС упрощается, так как может выполняться без ременного привода, а недостаточное торможение обнаруживается по большей угловой скорости соответствующего ролика *2* и количественно отслеживается дополнительным подтормаживанием.

Вариант 3 — оценка шумовиброактивности агрегатов АТС.

При его реализации на корпусные детали трансмиссии *10*, двигателя *11*, кузова *9* и др. устанавливаются вибродатчики. На те же корпусные детали ориентируются и микрофоны *12* шумомеров. Затем имитируются режимы установившегося прогона с воспроизведением заданного уровня дорожного сопротивления, разгона или торможения, измеряются и регистрируются оценочные показатели шумовиброактивности агрегатов АТС. Видеокамерами *8* фиксируются абсолютные и относительные смещения агрегатов *6*, *9*, *10*, *11*, которые синхронизируются по времени с регистрацией скорости и нагрузки имитационного режима.

Вариант 4 — диагностирование подвески. Выполняется оно путем определения ее амплитудно-частотной характеристики.

Для этого на поверхности роликов *2* диаметрально противоположно закрепляются съемные накладки высотой 0,01—0,02 м. Затем включается привод стенда и выполняется варьирование скорости вращения колес *6*. При этом на каждом режиме измеряются силовые реакции в тензоизмерительной стойке *5*, и результаты измерений через АЦП передаются на компьютер для графического построения АЧХ подвески.

Если динамическая нагрузка более чем в 1,5 раза превосходит статическую, то демпфирующие свойства амортизатора недостаточны, а если резонансная частота выходит за пределы 1—2,5 Гц, то упругий элемент подвески не соответствует норме.

Таким образом, схема и конструкция стенда вместе с методическим обеспечением компьютерной поддержки регистрации и преобразования измеряемых величин дают возможность получить достаточно полную оценку технического состояния и дать заключение о том, соответствует или не соответствует АТС объявленным в рекламном проспекте характеристикам. Анализ показал, что стоимость изготовления и эксплуатации рассмотренного диагностического стенда на порядок ниже существующих стендов, а его информативные возможности — гораздо шире.

Литература

1. Пат. 78745 Российская Федерация, МПК B60T 17/22, G01L 5/28. Испытательный стенд / ВолгГТУ. — И.В. Ходес, Н.С. Соколов-Добрев, В.В. Лянник; 2008.
2. Многофункциональный стенд для диагностики АТС с приводом от собственного двигателя [Текст] / И.В. Ходес и др. // Грузовик. 2009. № 10. — С. 40—43.

ВНИМАНИЕ!

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

УДК 629.114.4

О ПРЕДЕЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЯХ ИЗНОСА ФРИКЦИОНОВ ГМП

Канд. техн. наук С.А. РЫНКЕВИЧ

Белорусско-Российский университет (+375. 222. 26-61-00)

Приведены результаты исследований повреждений и дефектов фрикционных муфт гидромеханической передачи самосвала БелАЗ в процессе эксплуатации. Получены предельно допустимые значения износа фрикционов ГМП с учетом оценки их работоспособности. Даны рекомендации по прогнозированию ресурса фрикционов и повышению их эксплуатационной надежности.

Ключевые слова: *гидромеханическая передача, фрикционная муфта, износ, ресурс, эксплуатационная надежность.*

Rynkevich S.A.

ABOUT LIMITING VALUES OF THE DETERIORATION OF THE FRICTION CLUTCHES OF THE HYDRO-MECHANICAL TRANSMISSIONS

Results of the researches of the damages and defect of the friction clutches of the hydro mechanical transmissions of the truck "BelAZ" in process of the usages reviewed. Limiting possible values of the friction clutches of the hydro-mechanical transmissions on base of their availability are received. Recommendations on forecasting of the recurs of the friction clutches and increase to abilities to their usages are given.

Keywords: *hydro-mechanical transmission, friction, clutches, forecasting, resours.*

Фрикционы переключения передач и блокирования гидротрансформатора — наиболее "слабые звенья" ГМП большегрузных самосвалов БелАЗ. Они зачастую выходят из строя после пробега 30—40 тыс. км. Причины такой невысокой, по сравнению с другими элементами трансмиссии, их эксплуатационной надежности специалистам хорошо известны. Это сложность функционирования и обусловленные ею большие динамическая и тепловая их нагруженности; технологические изъяны, допущенные при изготовлении материалов дисков и накладок; нарушения правил эксплуатации, ТО и ТР.

Каждый такой отказ, естественно, создает проблемы. Ведь выход из строя даже одного самосвала для того же, скажем, горно-обогатительного комбината существенно сказывается на его производительности, т. е. эффективности работы. Поэтому умение определять (предсказывать) момент, когда фрикционные диски ГМП достигнут предельного износа, для потребителя представляет собой не столько техническую, сколько важнейшую из экономических задач. Ее решение, как свидетельствует опыт, дело довольно сложное. Уже хотя бы потому, что перечисленные выше причины выхода из строя фрикционов ГМП проявляются не только через износ дисков, а и через их "залипание", спекание и коробление. Другими словами, их отказ, как правило, зависит от комплекса факторов. Причем внешние признаки каждого из факторов, по сути, одинаковы: пробуксовка дисков и невключение той или иной передачи; шумы и вибрации при включении передач; несоответствие скорости самосвала включенной передаче; чрезмерное увеличение температуры масла в ГМП. Исключение составляет, пожалуй, лишь один фактор — спекание дисков фрикциона: оно очень часто происходит значительный изгиб валов и даже их поломка, что сопровождается трещинами и разрушением картера и корпусных деталей ГМП.

Сказанное выше, таким образом, подтверждает: локализовать дефекты фрикционов ГМП без частичной или полной разборки действительно практически невозможно. Поэтому специалистам, занимающимся эксплуатацией БелАЗов, приходится ориентироваться на статистику по отказам ГМП. То есть на ее основе устанавливать предельные нормы наработки фрикционов для каждых конкретных условий эксплуатации самосвалов.

Пример такого "местного" прогнозирования остаточного ресурса для фрикционов самосвалов БелАЗ-7555, работающих в ГОП ОАО «Гранит» (г. Микашевичи, Республика Беларусь) приведен на рисунке. Как из него видно, зависимость величины износа $\Delta_и$ дисков фрикциона ГМП от их наработки t (*а*) — линейная, а плотность распределения $f(\Delta_{и.ф})$ подчиняется нормальному закону (*б*).

Построив такой рисунок, специалист, анализируя его, может сделать вывод, что в условиях этого карьера фрикцион ГМП в среднем начнет изнашиваться уже в первые 200 ч наработки самосвала. Но интенсивность износов будет незначительной, а ее разброс по машинам — небольшим. Затем и то, и другое начнет возрастать. И здесь главное — правильно назначить величину предельно допустимого $\Delta_и$: это позволяет, зная наработку каждого самосвала, определять остаточный ресурс фрикционов его ГМП, а следовательно, и момент вывода его из эксплуатации для выполнения ТР. Иначе говоря, планировать нормальную работу предприятия.

Таковы возможности. Однако на практике они реализуются нечасто. Результат — неритмичная работа АТП.

Чтобы ее избежать, автор попытался систематизировать разновидности дефектов фрикционных дисков ГМП самосвалов БелАЗ по причинам их появления, определить контрольные параметры, от которых зависит надежность дисков, а также допустимые значения этих параметров. Результаты данной работы приведены в табл. 1.

Из нее следует, что к наиболее распространенным дефектам фрикционных дисков ГМП самосвалов БелАЗ (конкретнее — БелАЗ-7555) относятся риски, задиры и канавки на рабочей поверхности диска, неравномерное его изнашивание по толщине, повышенная разнотолщинность, а также короблениа, т.е. нарушение плоскостности диска (тарельчатое и волнистое короб-

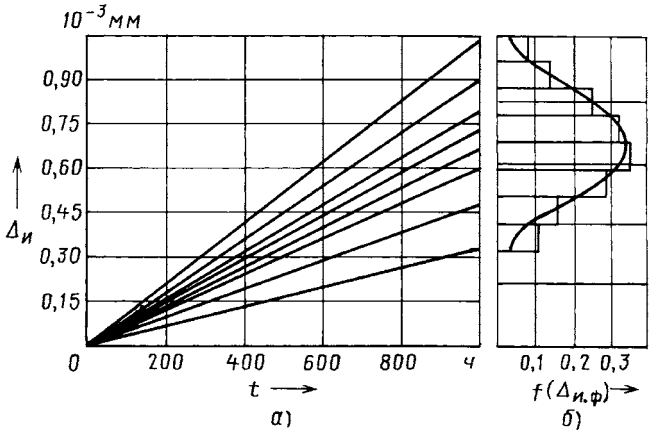


Таблица 1

Дефект диска	Причина дефекта	Параметр допустимого отклонения (ПДО)	Предельно-допустимое значение ПДО, мм
Риски, задиры и канавки на рабочей поверхности	Пробуксовывание дисков, попадание между трущимися их поверхностями продуктов износа, абразивных частиц, грязи и т. п.	Геометрические параметры канавок (глубина, ширина и длина)	Специально не регламентируются, но при обнаружении данных дефектов диски, как правило, бракуются
Неравномерное изнашивание по толщине с последующим образованием трещин; повышенная разнотолщинность	Неравномерное прижатие диска; нарушение его плоскостности; термические напряжения	Величина износа	Для ведомого диска — 0,08, для ведущего — 0,40
Коробление: тарельчатое, волнистое	Значительные температурные напряжения; неравномерность изнашивания (перегрев в процессе работы)	Допустимое отклонение от плоскостности рабочей поверхности (неплоскостность)	Для ведомого — 0,35, для ведущего — 0,20, для ведомого — 0,80, для ведущего — 0,60
Разрушение материала	Значительные механические и температурные напряжения	—	—

ление). Их предельно допустимые значения, как свидетельствует опыт, могут в 2—3 раза превышать значения, которые завод-изготовитель установил для новых дисков (табл. 2). Что же касается допусков на геометрические размеры, то они должны сохраняться практически такими же, как и у новых дисков. Например, торцевое биение диска не должно превышать 0,05 мм, отклонение от перпендикулярности к оси вращения по внешнему и внутреннему диаметрам — 0,05 мм, от параллельности по этим диаметрам — 0,02 мм, плоскостности рабочей поверхности — 0,02 мм, шероховатости *Ra* — 1,25 мкм.

Таблица 2

Отклонение формы рабочей поверхности	Расположение рабочей поверхности относительно базовой	Максимальная шероховатость рабочей поверхности *Ra*, мкм
Неплоскостность — 0,1 мм, не более	Непараллельность — 0,3 мм, не более	2,0

Постоянные нагрузочные воздействия, естественно, испытывают и фрикционные поршни. Значит, в процессе эксплуатации их поверхности изнашиваются и на них тоже появляются дефекты — риски и задиры и т. д. Поэтому к прогнозированию их остаточного ресурса следует подходить так же, как и фрикционных дисков. То есть с учетом как технических условий завода-изготовителя, так и эксплуатационной статистики.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.923

Взаимодействие круга с деталью и расчетная оценка сил при шлифовании

В.Н. МИШИН, канд. техн. наук В.Н. БАЛАШОВ

МГТУ "МАМИ" (8.495. 223-05-23)

Приведены результаты анализа взаимодействия круга с деталью в подвижной системе координат и расчет величины сил в зависимости от физико-механических свойств материалов обрабатываемой детали и круга, а также технологических параметров процесса шлифования.

Ключевые слова: *шлифование, абразив, круг, силы.*

Mishin V.N., Balashov V.N.

INTERACTION OF A CIRCLE WITH A DETAIL, SETTLEMENT ESTIMATION ARE GIVEN AT GRINDING

The results of the analysis of interaction of a circle with a detail in mobile system of coordinates and account of size of forces are given depending on mechanical properties of materials of a processable detail and circle, and also technological parameters of process of grinding.

Keywords: *grinding, abrasive, grinder, forces.*

Выполнив анализ кинематической и динамической схем процесса шлифования в подвижной системе координат, авторы выявили (см. "АП", 2010, № 10), что силы, возникающие при этом, есть результат соударения круга с деталью и действия клина. Однако полученное ими аналитическое выражение не позволило расчетным путем определить величину этих сил, выявить влияние свойств материалов детали и круга на нее и объяснить ее зависимость от относительной скорости соударения детали с кругом, а также причины образования стружки при выхаживании. В связи с чем и принято решение продолжить обсуждение данной темы.

Начнем с уточнения принципиальной схемы процесса шлифования. Для этого рассмотрим схему (рис. 1) деформирования при сжатии круга и детали, выполненных из упругих материалов.

Если упругим кругом *1* через абсолютно жесткую ось сжимать силой *Q* упругую же деталь *2*, закрепленную на абсолютно жестком основании *3*, то деталь,

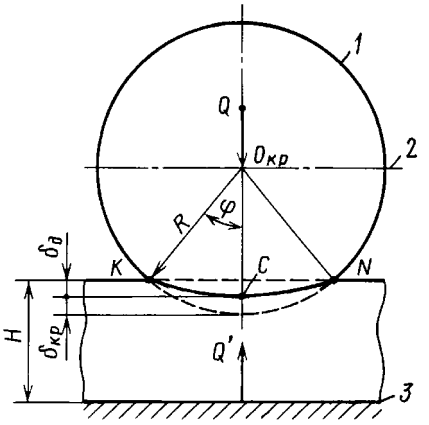


Рис. 1. Схема деформирования круга и плоской детали, выполненных из упругого материала:
1 — круг; *2* — деталь; *3* — основание

очевидно, будет сжимать круг с силой $Q' = Q$. То есть в зоне их контакта возникнет напряжение сжатия (давление), которое по длине контакта распределится неравномерно: наиболее высоким оно будет в точке C, и его величина может быть определена из закона Гука (формула № 1 в табл. 1). Отсюда, очевидно, легко выводится формула № 2 для определения суммарной упругой деформации δ круга и детали.

Анализ схем упругого деформирования круга и детали при сжатии и процесса шлифования в подвижной системе координат (рис. 2) показывает, что подача детали на круг на этапе выхаживания, когда поперечная подача t' на проход отсутствует ($t' = 0$), осуществляется упругими силами сопротивления N' и Q' ($N' = Q'$), возникающими при сжатии круга и детали. Эти силы при сжатии накапливаются в виде упругой деформации, следовательно, зависят от модуля нормальной упругости материалов круга ($E_{кр}$), детали ($E_д$) и их геометрических размеров ($R_{кр}$ и $H_д$). При шлифовании же, если толщина снимаемого слоя за каждый проход (оборот) детали меньше поперечной подачи, подача t металла в контактную зону на каждом проходе будет увеличиваться на величину $\Delta = t' - a$, которая накапливается в виде упругой деформации круга и детали. Особенно резко накопление происходит, когда при взаимодействии круга и детали стружка вообще не образуется (см. рис. 2, *б*). И конечную фактическую величину подачи t детали на круг можно определить по формуле № 3.

Процесс шлифования в подвижной системе координат (см. рис. 2) имеет гидродинамическую картину, и его можно представить как высокоскоростное течение детали между жестким основанием и кругом, при котором проявляется действие клина. Это процесс проталкивания при встречном шлифовании либо выталкивания при попутном шлифовании. Начинается он в обоих случаях с упругого сжатия детали и круга (рис. 3, области I), и после прохождения наиболее узкого сечения $O—O_{кр}$,

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\sigma_{max} = \frac{\delta_{кр}E_{кр}}{R_{кр}} = \frac{\delta_д E_д}{H_д}$	$\delta_{кр}$, $\delta_д$ — упругая деформация круга и детали в направлении действия силы Q; $E_{кр}$, $E_д$ — модули нормальной упругости материалов круга и детали; $R_{кр}$ — радиус круга; $H_д$ — толщина (радиус) детали
2	$\delta = \sigma_{max}\left(\frac{R_{кр}}{E_{кр}} + \frac{H_{кр}}{E_{кр}}\right)$	—
3	$t = t' + (t' - a)n$	n — число проходов (оборотов) детали; a — приведенная к равномерному слою толщина стружки
4	$\sigma_{max} = \frac{t}{\frac{R_{кр}}{E_{кр}} + \frac{H_д}{E_д}}$	—
5	$N_t = \sigma_{сред}S = 0{,}5\sigma_{max}S$	S — проекция площади контакта круга с деталью на ось x; $\sigma_{сред}$ — среднее значение напряжения сжатия
6	$S = l_x c$	$l_x = b\cos\beta$ — проекция длины площади контакта круга с деталью на ось x; $b = \sqrt{2R_{кр}t}$ — длина хорды угла φ; $c = 1$ — высота круга
7	$l_x = 2\sqrt{2R_{кр}t}$	—
8	$N_t = \sigma_{max}\sqrt{2R_{кр}t} = \frac{t\sqrt{2R_{кр}t}}{\frac{R_{кр}}{E_{кр}} + \frac{H_д}{E_д}}$	—
9	$\sigma_{max} = \frac{N}{S} = \frac{\rho v t}{tg(\beta \pm f)c}$	$N = \frac{\rho v t c}{tg(\beta \pm f)}$ — сила, действующая на площадь S; v — скорость соударения круга с деталью; $\beta = \arcsin\sqrt{t/2R_{кр}}$ — угол клина; f — угол трения
10	$v_t = \frac{tg(\beta \pm f)c}{\left(\frac{R_{кр}}{E_{кр}} + \frac{H_д}{E_д}\right)\rho}$	—
11	$v_t = \left[\frac{1}{\left(\frac{R_{кр}}{E_{кр}} + \frac{H_д}{E_д}\right)\rho}\right]\left(\frac{\sqrt{\frac{t}{2R_{кр}}} \pm tgf'}{1 \pm \sqrt{\frac{t}{2R_{кр}}}tgf'}\right)$	$f' = \frac{F_{тр}}{Q_N}$ — угол трения покоя круга по поверхности детали; $F_{тр}$ — сила трения при $v = v_t$; Q_N — давление на поверхности контакта круга с деталью
12	$N = N_t\frac{v_t}{v} = \frac{ctv_t\sqrt{2Rt}}{v\left(\frac{R_{кр}}{E_{кр}} + \frac{H_д}{E_д}\right)}$	—
13	$P = \frac{N}{K_p}$	$K_p = \frac{1}{tg(\beta \pm f)}$ — коэффициент передачи сил при действии клина

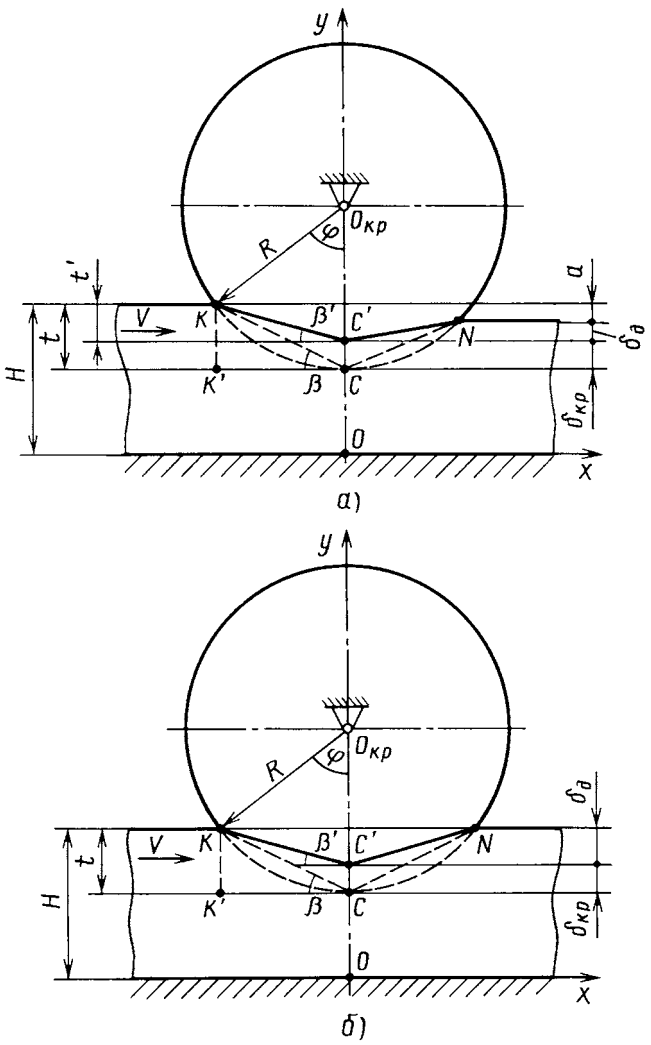


Рис. 2. Схема взаимодействия круга и детали в подвижной системе координат при встречном шлифовании в случаях наличия стружкообразования (а) и его отсутствии (б)

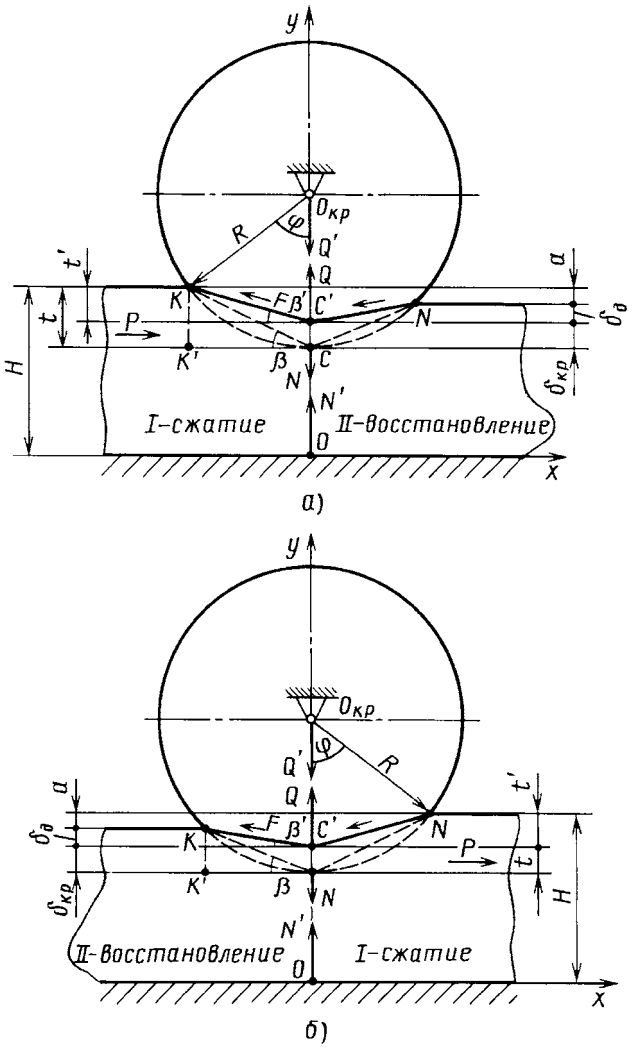


Рис. 3. Динамическая схема взаимодействия круга и детали в подвижной системе координат при встречном (а) и попутном (б) шлифовании

где наблюдаются максимальная деформация детали и круга и максимальное же давление, начинается упругое восстановление детали и круга (рис. 3, области II).

На основании такого представления можно утверждать, что для проталкивания детали необходимо, чтобы суммарная деформация δ круга и детали в направлении действия сил Q и N по величине была равна высоте клина. Но ведь величина подачи t детали на круг и есть высота клина. Значит, условием существования процесса шлифования является следующее: суммарная деформация круга и детали должна быть равной величине подачи детали на круг ($\delta = t$). Следовательно, подставив t вместо δ в формулу № 2, получим формулу № 4 для определения максимального напряжения сжатия (давления), которое действует при шлифовании в наиболее напряженном сечении $O—O_{кр}$.

Силу N_t сопротивления, которая возникает при суммарной деформации круга и детали на величину t, можно определить через среднее напряжение сжатия (формула № 5). Причем входящую в эту формулу величину S дает формула № 6.

Однако если учесть, что при малых углах $\cos\beta \approx 1$ (напряжения сжатия имеют место в области сжатия и в области восстановления), то выражение для суммарной проекции l_x можно записать в виде формулы № 7. И тогда формула № 5 приобретает вид формулы № 8.

Максимальное напряжение сжатия в сечении $O—O_{кр}$ при проталкивании детали можно также определить по величине силы N, которая возникает при соударении круга с деталью в результате действия активной силы P на клин в процессе шлифования. Как видим, здесь сила N не зависит от длины клина и действует на единичную площадь S, равную произведению длины площадки на ее ширину. Это формула № 9.

Для осуществления процесса шлифования, т. е. для проталкивания детали при подаче t, необходимо, чтобы давление в зоне контакта круга с деталью или скорость v их соударения была больше критического (минимального) значения, т. е. $v > v_t$. В противном случае, в зависимости от направления вращения круга, будет происходить либо выброс (отскок) детали, либо заклинивание круга. И формулу № 10 для расчета v_t

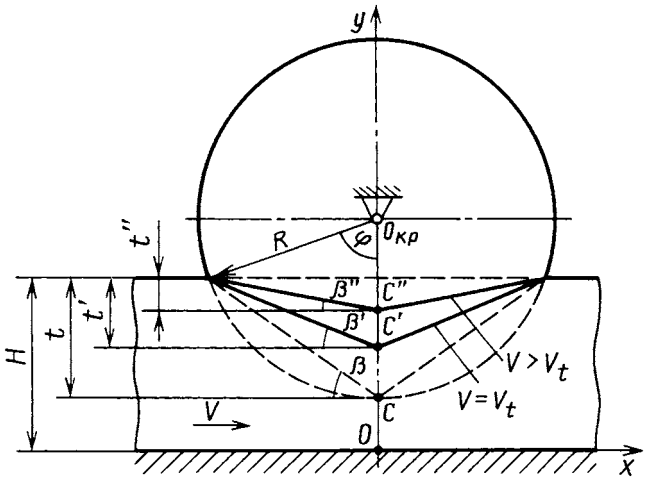


Рис. 4. Схема встречного шлифования в подвижной системе координат при увеличении скорости соударения круга и детали в случае, когда круг теряет свою абразивную способность

можно получить из формул № 4 и 9. А если учесть, что $\mathrm{tg}(\beta \pm f) = \dfrac{\mathrm{tg}\beta \pm \mathrm{tg}f}{1 \pm \mathrm{tg}\beta \cdot \mathrm{tg}f}$, а для малых углов $\mathrm{tg}\beta = \sin\beta$ и $\sin\beta = \sqrt{\dfrac{t}{2R_{кр}}}$, то это будет формула № 11.

Анализ схем процесса взаимодействия детали с кругом в подвижной системе координат (см. рис. 3), кроме того, показывает, что при соударении детали с кругом при $v < v_t$ происходит только сжатие детали и круга, деталь покоится на контактной поверхности круга, так как действующая на круг сила P уравновешена силами сопротивления клина и трения. Движение (скольжение) детали начинается только при определенной величине силы P, обеспечивающей суммарную деформацию δ круга и детали. Поэтому коэффициент трения, входящий в формулы № 9, 10 и 11, представляет собой коэффициент трения покоя. В этом случае условия равновесия детали при встречном и попутном шлифовании аналогичны условию равновесия тела при его перемещении вниз—вверх по наклонной плоскости.

При скорости соударения $v = v_t$ (v_t — минимальная, или критическая, скорость, т. е. скорость, при которой при данной подаче возможен процесс шлифования) динамическое равновесие сил в зоне контакта круга с деталью нарушается, установочная величина подачи t детали на круг и угол соударения β уменьшаются до значения t', β' соответственно (см. рис. 3). При $v > v_t$ давление $p = \rho v$ в зоне контакта круга с деталью возрастает, что приводит к перемещению точки C к центру круга, в точку C' (рис. 4), т. е. происходит отжим круга от детали. Сечение OC со стороны последней будет увеличиваться (открываться), а величина подачи t' детали на круг (высота клина) и угол соударения β', определяющие силы Q, N и P, будут уменьшаться до величин t'' и β'' соответственно. В этом случае взаимодействие круга и детали будет подобно работе предохранительного пружинного клапана, отрегулированного на определенное критическое давление (круг выполняет одновременно роль пружины и клапана).

При расчетной оценке сил N и P допустим, что угол f трения не зависит от скорости скольжения круга по поверхности обрабатываемой детали и равен углу f' трения покоя. Тогда, учитывая, что при скорости проталкивания $v < v_t$ величина напряжения сжатия (давления) изменяется прямо пропорционально, а при скорости проталкивания $v > v_t$ — обратно пропорционально величине деформации детали, можно записать формулы № 12 и 13 для расчета сил N и P при шлифовании соответственно.

Формулы № 10, 12 и 13 — основные (структурные) уравнения для экспериментального исследования влияния технологических параметров процесса шлифования на величину сил, возникающих в зоне контакта круга с деталью. Их анализ показывает, что силы N в зоне контакта круга с деталью зависят от скорости v соударения круга с деталью, подачи t детали на круг, радиуса R_p круга, толщины $H_д$ (диаметра) обрабатываемой заготовки, модулей упругости материалов круга ($E_{кр}$) и заготовки ($E_з$). Так, с увеличением подачи детали на круг и модулей упругости материалов круга и детали сила N растет, причем особенно резко при увеличении подачи; при увеличении же радиуса круга и толщины заготовки она, наоборот, уменьшается. С ростом скорости соударения круга с деталью при $v > v_t$ сила N тоже уменьшается. Так что если учесть, что скорость v соударения зависит от скоростей круга ($v_{кр}$) и детали ($v_д$) и равна их геометрической сумме ($v = v_{кр} \pm v_д$), то можно утверждать, что при встречном шлифовании сила N в зоне контакта круга с деталью всегда будет больше, чем при попутном шлифовании.

Кроме того, анализ формулы № 10 говорит о том, что критическая скорость v_t не зависит от основных технологических параметров процесса шлифования и определяется физическими свойствами материалов обрабатываемой заготовки и круга, а также геометрическими размерами заготовки и круга. Например, с уменьшением плотности ρ материала обрабатываемой заготовки и увеличением модулей упругости материалов круга и заготовки эта скорость растет, а при увеличении геометрических размеров круга и детали — снижается.

Расчет критической скорости, сил P и N проводили применительно к обработке деталей толщиной 25 мм кругом диаметром 400 мм на керамической связке. Физико-механические свойства материалов представлены в работах [1, 2]. Расчетные значения критической скорости шлифования деталей из различных материалов приведены в табл. 2.

Таблица 2

Материал детали	Подача детали на круг, мм	Критическая скорость, м/с
Сталь	0,02	18,1
Сталь	0,10	18,5
Титан	0,02	30,5
Титан	0,10	31,2
Медь	0,02	15,8
Медь	0,10	16,1

Существование этой скорости подтверждается известным из опыта фактом: при обтачивании даже мягкой стали на малой скорости шлифовальный круг может разрушиться. В связи с чем на практике для исключения влияния критической скорости на разрушение круга его сближают с деталью (врезание) только тогда, когда он вращается (набрал обороты).

Сравнение расчетных и экспериментальных данных по изменению сил N и P, в зависимости от поперечной подачи t и относительной скорости шлифования v, показывает достаточно хорошую их сходимость.

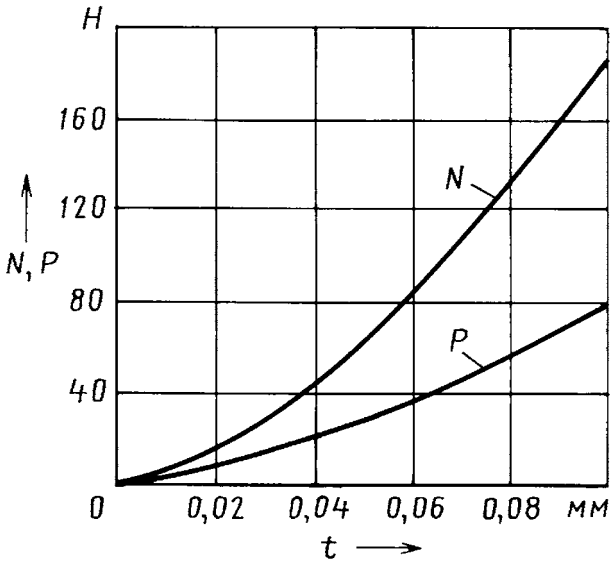


Рис. 5. Расчетная зависимость сил N и P от подачи при встречном шлифовании со скоростью 40 м/с

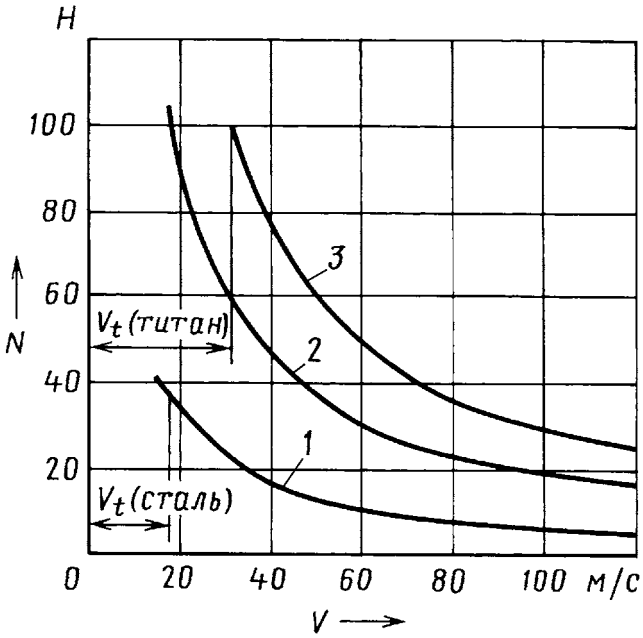


Рис. 6. Расчетная зависимость силы N от скорости соударения круга и детали при шлифовании:

1 — сталь (t = 0,02 мм); *2* — сталь (t = 0,04 мм); *3* — титан (t = 0,04 мм)

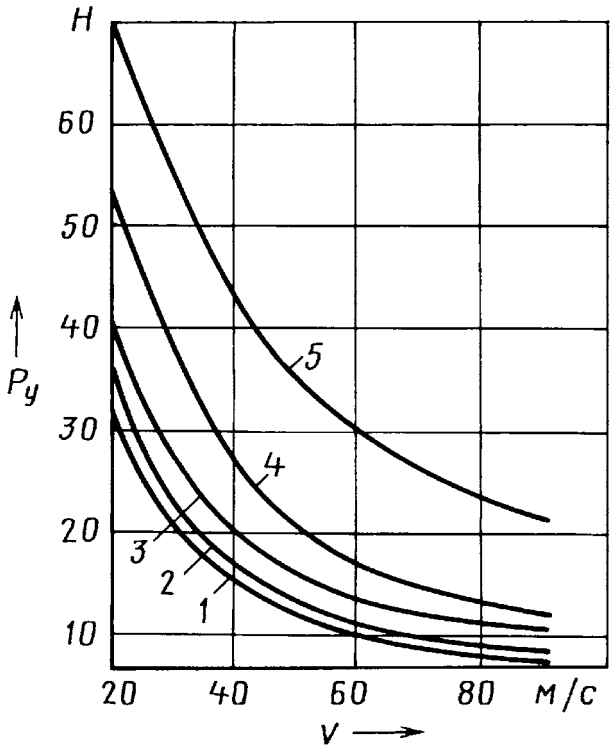


Рис. 7. Экспериментальная зависимость радиальной составляющей силы резания P_y от скорости резания:

1 — сталь 45 нормализованная; *2* — сталь ШХ15; *3* — сталь хромоникелевая аустенитная; *4* — сталь Р6М5; *5* — сталь Р12Ф5М

Так, сила P, известная в литературе как тангенциальная составляющая P_z силы резания, и N (нормальная составляющая P_Y силы резания) с ростом поперечной подачи увеличиваются (рис. 5). С повышением скорости v соударения детали с кругом сила N уменьшается (рис. 6). И этот факт подтверждается результатами экспериментов (рис. 7) [4].

Таким образом, проведенные исследования позволили установить, что при шлифовании имеют место не только соударение круга с деталью и действие клина, но и проталкивание детали, которое приводит к упругому деформированию и круга, и детали; оценить силы, действующие в зоне контакта круга с деталью, а также определить влияние технологических параметров процесса шлифования и свойств материалов детали и круга на их величину; доказать, что процесс шлифования можно осуществить только в случае, когда относительная скорость v соударения круга с деталью больше критической скорости v_t для подачи t детали на круг.

Литература

1. Лурье Г.Б. Шлифование металлов. М.: "Машиностроение", 1969.
2. Туманов А.Т. Конструкционные материалы. Энциклопедия современной техники. М.: "Советская энциклопедия". 1964.
3. Маслов Е.Н. Теория шлифования материалов. М.: "Машиностроение". 1974.
4. Филимонов Л.Н. Высокоскоростное шлифование. Л.: "Машиностроение". 1979.
5. Корчак С.Н. Производительность процесса шлифования стальных деталей. М.: "Машиностроение". 1974.

УДК 621.822.01:629.113.539.538

Компьютерная поддержка автоматизированного подбора комплектующих деталей при сборке многоопорного подшипникового узла ДВС

Канд. техн. наук А.В. ПЕТРУХИН, Н.П. МОСКВИЧЕВА, д-р техн. наук В.А. САНИНСКИЙ, Н.А. СТОРЧАК, М.В. КОЧКИН

ВолгГТУ, Волжский политехнический институт (филиал ВолгГТУ) (8. 844. 3-39-79-17)

Представлена система обозначений допусков и посадок многоопорного подшипникового узла коленчатого вала тяжелого дизеля, предназначенная для достижения оптимальных зазоров в соосных парах трения коренных подшипников скольжения при компьютерной поддержке автоматизированного подбора их комплектующих деталей.

Ключевые слова: *система, допуски, посадки, подшипниковый узел, коленчатый вал, дизель, зазоры, трение, сборка, работоспособность, вкладыши, шейки коленчатых валов.*

Petruhin A.V., Moskvicheva N.P., Saninsky V.A., Storchak N.A., Kochkin M.V.

COMPUTER SUPPORT OF THE AUTOMATED SELECTION OF ACCESSORIES AT ASSEMBLAGE MULTIBASIC BEARINGLY INTERNAL COMBUSTION ENGINE KNOT

The system of designations of admissions and landings multibasic bearingly knot of a cranked shaft of the heavy diesel engine, intended for achievement of optimum backlashes in coaxial steams of a friction of radical bearings of sliding is presented with computer support of the automated selection of their accessories.

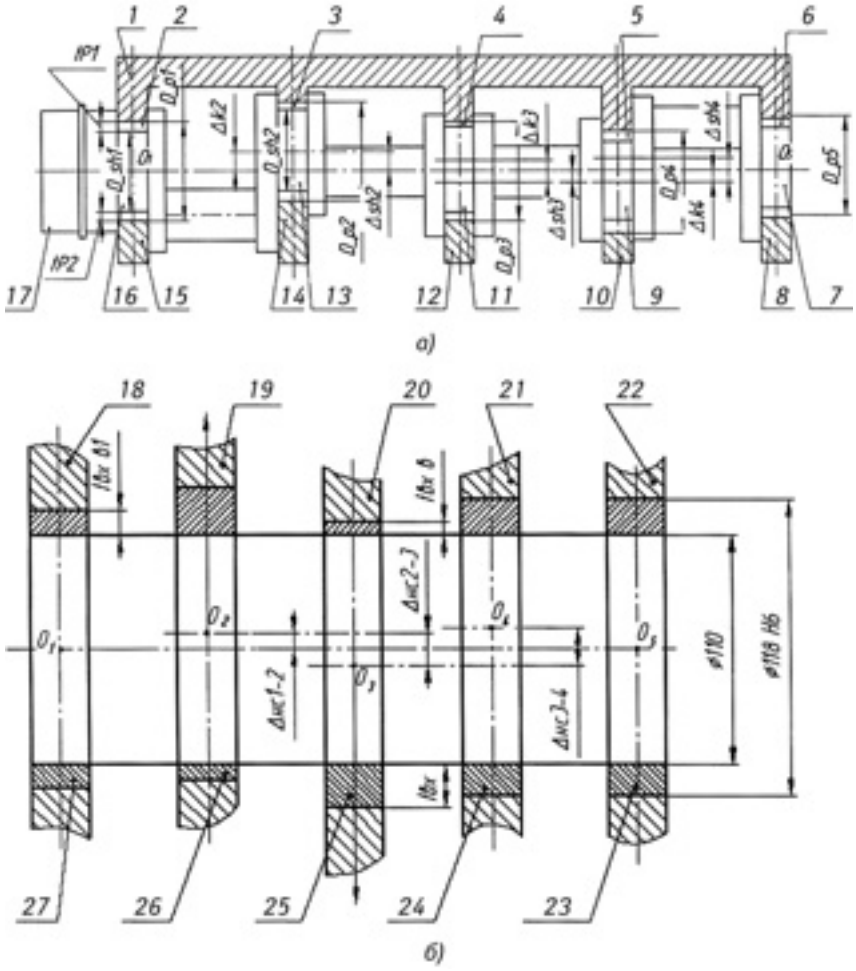
Keywords: *system, admissions, multibasic bearingly knot, cranked shaft, diesel, friction, assemblage, working capacity, backlashes necks of cranked shaft.*

Технологическая наследственность [1] оказывает значительное влияние на взаимодействие деталей подвижных соединений машин и механизмов, а их надежность все чаще связывают с раскрытием взаимосвязи процессов механической обработки [2]. При этом основным средством устранения вредной технологической наследственности, приводящей, например, к неравномерности изнашивания коренных подшипников скольжения ДВС [3], считается селективная сборка. Она позволяет компенсировать неизбежно возникающие при механической обработке деталей отклонения в пределах допуска диаметральных размеров и соосности коренных опор картера за счет вкладышей, которые тоже имеют отклонения по толщине. Соединяя "плюс" с "минусом", можно компенсировать такие погрешности механической обработки коренных опор, как отклонения диаметров и соосности на основе автоматизации процесса селективной сборки с помощью персонального компьютера. Для этого достаточно применить систему обозначений допусков на поверхности контакта комплектующих деталей, разработанную авторами статьи.

Первые опыты использования разработанной системы были связаны с селективной сборкой коренных подшипников дизеля 8ЧВН15/16 (8ДВТ-330, В-500). Они доказали, что возможность создания основ автоматизированного получения технологических допусков, более жестких, чем конструкторские, есть. Есть и ее необходимость: она позволяет обеспечить более равномерные, чем даже при ручной селективной сборке, радиальные зазоры в соосных парах трения и повысить коэффициенты $S_и$ запаса на износ. То есть, в конечном счете, повысить работоспособность многоопорного подшипникового узла, а значит и ДВС в целом.

Рассмотрим эту проблему подробнее.

Повышение равномерности радиальных зазоров путем подбора комплектующих многоопорного подшипникового узла за счет диаметральной компенсации действительных погрешностей механической обработки коренных опор компенсирующими погрешностями подшипников и шеек — принцип давно известный. Но реализовывали его (например, в авиации), как правило, вручную. Причем это было по силам только специалистам очень высокой квалификации, да и то не в 100 % случаев: срабатывал человеческий фактор. Технология же автоматизированного подбора геометрических параметров тех поверхностей комплектующих деталей, которыми они контактируют в собранном узле, полностью устраняет этот фактор. Для ее успеха в программу компьютера достаточно лишь заложить точные исходные данные. И такие данные дает, повторяем, система обозначений допусков поверхностей контакта коренных опор картера, вкладышей подшипников скольжения и шеек коленчатых



Расчетные схемы продольного сечения картера и коленчатого вала без вкладышей (а) и выравнивания рабочих поверхностей вкладышей промежуточных подшипников относительно крайних с расположением стандартных имен полей допусков на биение коренных опор пятиопорного МУПВ дизеля с нанесенными именами полей компенсирующих значений погрешностей (б):

1— картер; *2, 3, 4, 5* и *6* — отверстия коренных опор; *7, 9, 11, 13* и *16* — коренные шейки коленчатого вала; *8, 10, 12, 14* и *15* — крышки; *17* — коленчатый вал; *18, 19, 20, 21* и *22* — верхние вкладыши; *23, 24, 25, 26* и *27* — нижние вкладыши

валов. Причем ее термины и определения соответствуют общепринятым в двигателестроении и ГОСТ 25346—62. Правда, чтобы сделать пригодной эту систему для применения в компьютере, потребовалось вместо общепринятых обозначений фактических отклонений от соосности второй, третьей и четвертой постелей коренных опор картера (Δнс2-3, Δнс3-4, Δнс4-5) обозначить их соответственно через Δ_sh_2, Δ_sh_3, Δ_sh_4, а отклонения от соосности второй, третьей и четвертой коренных шеек коленчатого вала — через Δ_k2, Δ_k3 и Δ_k4 соответственно. Кроме того, через $tP1$ обозначить "рабочие зазоры" в паре трения выше опоры порядкового номера слева направо и $tP2$ — ниже оси $O_1—O_5$, соответственно; через $Sp1$ — радиальный зазор выше оси $O_1—O_5$ и $Sp2$ — радиальный зазор ниже оси $O_1—O_5$ (см. рисунок). Эти обозначения приведены в табл. 1—3.

Чтобы запас на износ каждого из соосных подшипников после сборки узла был максимальным и в процессе эксплуатации подшипники изнашивались равномерно, очевидно, необходимы равные условия работы всех подшипников ряда. Для осуществления технологии компьютерной индивидуальной сборки, обеспечивающей такие условия, измеренные (действительные) отклонения диаметральных размеров и соосности коренных опор картера, коренных шеек коленчатого вала и толщин верхнего и нижнего вкладышей заносятся в соответствующие базы данных. (При наличии координатно-измерительной машины для создания и хранения баз данных можно использовать ее компьютер.) Например, после чернового, получистового и чистового растачивания на специальных металлорежущих станках с последующим хонингованием коренных опор картера дизеля 8ЧВН15/16 были измерены и занесены в базы данных погрешности поверхностей контакта деталей узла (см. табл. 1—3). То есть если по традиционной технологии селективной сборки такое измерение коренных опор картера выполняется на операционном контроле, а толщин вкладышей — на входном, то по разработанной авторами методике результаты контроля в плоскости наибольшего сближения подшипников коренных опор и шеек коленчатого вала при работе дизеля заносятся в базу данных ЭВМ. Затем эти данные можно использовать при подборе.

Так, для компенсации неизбежно возникающих при механической обработке деталей увеличенных или уменьшенных по отношению к норме сближений коренных опор из имеющегося запаса подбираются пять верхних и пять нижних вкладышей (измеряют толщину в 12 точках верхних и в 15 точках нижних вкладышей). Причем подбор осуществляется так, чтобы после укладки в постель верхних и нижних вкладышей коленчатого вала и затяжки крышек подшипников получить величины радиальных зазоров $Sp1$ и $Sp2$ (поз. *а* на рисунке) в пределах $0{,}0175 \leqslant S_i \leqslant 0{,}03$ мм. Для этого в коренные опоры диаметром 118Н6 (после их растачивания на специальных металлорежущих станках с соосностью $\Delta_{н.с}$, равной, например, ±0,03 мм) устанавливают предварительно отобранные из базы данных вкладыши соответствующей толщины так, чтобы их объемы заполняли "рабочий зазор" между поверхностью каждой коренной опоры и коренной шейки с образованием оптимального технологического зазора. Для этого компьютер рассчитывает действительные радиальные зазоры $Sp1$ и $Sp2$ и подбирает нужные вкладыши по их действительным размерам.

В настоящее время, когда применяется традиционная технология, у дизеля (8ДВТ-330, В-500) требования $0{,}0175 \leqslant S_i \leqslant$ $\leqslant 0{,}03$ мм часто не обеспечиваются: значения S_i, как правило, находятся в пределах $0{,}1 \leqslant S_i \leqslant 0{,}3$ мм. При использовании же автоматизированной системы управления эта величина, как показывает опыт, лежит в пределах $0{,}0175 \leqslant S_i \leqslant 0{,}03$. То есть автоматизированная система обеспечивает требования, рекомендованные фирмой "Глико" (расчетные зазоры S_i, выполненные по рекомендациям фирмы "Глико", лежат в пределах $(0{,}0008—0{,}001)d = 0{,}088—0{,}11$ мм).

Чтобы технологически обеспечить компенсации несоосности коренных опор картера (поз. *б* на рисунке, табл. 2) разнотолщинностью вкладышей, необходимо иметь соответствующие обозначения отклонений коренных опор в системе допусков и условия расчета радиальных зазоров $Sp1$ и $Sp2$. Для этого авторы разработали геометрическую модель, в которой принято, что ось $O_1—O_5$ межу первой и пятой коренными опорами картера и первой и пятой коренными шейками коленчатого вала — общая. Другими словами, их оси совпадают.

Введено также понятие "рабочие зазоры", которые автоматически определяются по разнице одноименных (принадле-

Таблица 1

Условное обозначение	Пояснение
D_p1	Диаметр постели 1
D_p2	Диаметр постели 2
D_p3	Диаметр постели 3
D_p4	Диаметр постели 4
D_p5	Диаметр постели 5
Δ_k2	Несоосность 2-й постели
Δ_k3	Несоосность 3-й постели
Δ_k4	Несоосность 4-й постели
D_sh1	Диаметр шейки 1
D_sh2	Диаметр шейки 2
D_sh3	Диаметр шейки 3
D_sh4	Диаметр шейки 4
D_sh5	Диаметр шейки 5
Δ_sh2	Несоосность 2-й шейки
Δ_sh3	Несоосность 3-й шейки
Δ_sh4	Несоосность 4-й шейки
D	Толщина вкладыша

Таблица 2

Условное обозначение на рисунке	Условное обозначение действительного отклонения	Размер, отклонение по конструкторской документации и поле допуска по ГОСТ 25347—82	Геометрический параметр
D_p1	$D1$д	118 Н6	Действительный диаметр 1-й постели
D_p2	$D2$д	118 Н6	Диаметр 2-й постели
D_p3	$D3$д	118 Н6	Диаметр 3-й постели
D_p4	$D4$д	118 Н6	Диаметр 4-й постели
D_p5	$D5$д	118 Н6	Диаметр 5-й постели
Δ_k2	Δнс2—3	0,02 мм	Несоосность 2-й постели
Δ_k3	Δнс3—2	0,03 мм	Несоосность 3-й постели
Δ_k4	Δнс4—5	0,02 мм	Несоосность 4-й постели

Таблица 3

Условное обозначение на рисунке	Условное обозначение действительного отклонения	Численное значение по конструкторской документации	Геометрический параметр
D_sh1	$Td1$д	110h6	Диаметр шейки 1
D_sh2	$Td2$д	110h6	Диаметр шейки 2
D_sh3	$Td3$д	110h6	Диаметр шейки 3
D_sh4	$Td4$д	110h6	Диаметр шейки 4
D_sh5	$Td5$д	110h6	Диаметр шейки 5
Δ_sh2	Δнс4—5 кш	0,02 мм	Несоосность 2-й шейки
Δ_sh3	Δнс4—5 кш	0,03 мм	Несоосность 3-й шейки
Δ_sh4	Δнс4—5 кш	0,02 мм	Несоосность 4-й шейки

жащих одной подшипниковой опоре) действительных размеров коренных опор картера и шеек коленчатого вала и служат для расчета подбираемых толщин вкладышей. Например, разница между величиной действительного размера D_p2 второй коренной опоры и соответствующей суммой величин действительного размера D_Sh2 коренной шейки дают действительный диаметральный зазор в рассматриваемой паре трения, находящейся в пределах оптимального радиального "рабочего" зазора. В расчетной паре трения эта разница должна быть равна сумме толщин верхнего и нижнего вкладышей в плоскости наименьшего сближения шейки вала и подшипника.

Автоматизированный подбор вкладышей, основанный на этом принципе, и дал те результаты, о которых сказано выше: $0{,}0175 \leqslant S_t \leqslant 0{,}03$ мм. То есть монтажный (технологический) зазор получился более жестким, чем конструкторский.

Теперь о методике определения оптимального варианта сборки с использованием автоматизированной системы управления процессом сборки многоопорных узлов поддержки вала. Она включает следующие семь шагов.

1. На операционном контроле с помощью универсальных средств измерения или координатно-измерительной машины замеряются толщины вкладышей, диаметры постелей коренных опор картера, несоосности осей второй, третьей и четвертой коренных опор картеров относительно основной оси; диаметры шеек коленчатого валов, несоосности осей второй, третьей и четвертой их шеек относительно общей (основной) оси $O_1—O_5$.

2. Заполняются карты обмеров.

3. Оператор ЭВМ, используя карты обмеров и сопроводительную документацию к изделиям, заполняет базы данных по вкладышам, картерам, коленчатым валам (на координатно-измерительной машине данная операция может быть автоматизирована).

4. Автоматизированная система управления процессом сборки по результатам замеров, находящихся в базах данных, моделирует сборку "картер—вал" и вычисляет толщину "рабочего зазора" (между опорой картера и шейкой коленчатого вала) в каждом из десяти возможных случаев (у картера пять опор и "рабочий зазор" может располагаться выше и ниже оси $O_1—O_5$).

Таблица 4

№ формулы	Формула	Примечания
1	$tP_1 = tP_2 = \dfrac{D_{mi} - d_{nj}}{2}$	tP_1 — толщина "рабочих" зазоров выше оси; tP_2 — толщина "рабочих" зазоров ниже оси; D_{mi} — диаметр i-й постели картера m; i — номер коренной опоры картера; d_{nj} — диаметр j -й постели вала n; j — номер шейки коленчатого вала
2	$t_{усл} = \dfrac{D_{mi} - d_{nj}}{2}$	—
3	$t_{усл} = tP_1 = tP_2$	—
4	$tP_1 = t_{усл} + \Delta_k_{mi}$; $tP_2 = t_{усл} - \Delta_k_{mi}$	—
5	$tP_1 = t_{усл} - \Delta_sh_{nj}$; $tP_2 = t_{усл} + \Delta_sh_{nj}$	—
6	$tP_1 = t_{усл} + \Delta_k_{mi} - \Delta_sh_{nj}$; $tP_2 = t_{усл} - \Delta_k_{mi} + \Delta_sh_{nj}$	—

5. Толщина "рабочего зазора" записывается в таблицу "Толщины "рабочих зазоров", которая хранится в отдельном файле.

6. Автоматизированная система управления процессом сборки заполняет "Комплектовочную таблицу оптимальной комбинации сборки", используя данные замеров толщин вкладышей из базы данных и замеров "рабочих зазоров" из таблицы "Толщины "рабочих зазоров".

7. Применяя к "Комплектовочной таблице оптимальных вариантов сборки" методы оптимизации (метод максимального элемента, весовых коэффициентов, минимаксный метод и т. п.), система формирует таблицу "Комплекты оптимальных сборок", в которой указаны порядковые номера деталей из баз данных, рекомендованных собирать в узел, и для каждого вкладыша указаны позиции их расположения.

Рассмотрим, в качестве примера, алгоритм работы подсистемы моделирования более подробно.

Сначала модуль расчета толщины "рабочего зазора" обращается к строке m базы данных картеров. Он считывает необходимую информацию по диаметрам постелей и несоосностям второй—четвертой коренных опор картера относительно основной оси.

Затем он обращается к строке n базы данных коленчатых валов, считывает информацию по диаметрам их шеек, а также по несоосностям второй—четвертой шеек относительно основной оси.

Причем если он работает с первой или пятой коренной опорой картера и с первой или пятой шейкой коленчатого вала, то толщина "рабочего зазора" (зазора между опорой картера и шейкой коленчатого вала выше/ниже основной оси) рассчитывается по формуле № 1 (табл. 4).

Если модуль расчета работает со второй—четвертой коренными опорами картера и второй—четвертой шейками коленчатого вала, то толщина $t_{усл}$ "рабочего зазора" вычисляется по формуле № 2.

Если в базах данных картеров и коленчатых валов несоосность i-й постели у картера m и j-й шейки у вала n равна нулю, т. е. $\Delta_k_{mi} = \Delta_sh_{nj} = 0$ (Δ_k_{mi} — несоосность i-й постели картера m, Δ_sh_{nj} — несоосность j-й шейки коленчатого вала n), то $t_{усл}$ дает формула № 3. Если же этого нет (в базе картеров несоосность i-й постели у картера $m \neq 0$, а в базе коленчатых валов несоосность j-й шейки вала $n = 0$ или $\Delta_sh_n = 0$, а $\Delta_k_{mi} \neq 0$), то толщины "рабочих зазоров" определяются по формулам № 4.

Если в базе картеров несоосность i-й постели у картера $m = 0$, а в базе коленчатых валов j-й шейки вала $n \neq 0$, т. е. $\Delta_sh_{nj} \neq 0$ а $\Delta_k_{mi} = 0$, то толщины "рабочих зазоров" находятся по формулам № 5.

Наконец, если в базе картеров несоосность i-й постели у картера $m \neq 0$ и в базе коленчатых валов несоосность j-й шейки вала $n \neq 0$, или $\Delta_sh_{nj} \neq 0$ а $\Delta_k_{mi} \neq 0$, то толщины "рабочих зазоров" рассчитываются по формулам № 6.

Полученные результаты записываются в таблицу "Толщины "рабочих зазоров". Затем операции повторяются для $(P + 1)$, $(i + 1)$, $(j + 1)$ и $(n + 1)$ до тех пор, пока получится $P = 5$, $i = 5$ и $j = 5$.

Указанные операции выполняются для всех парных комбинаций строк базы данных картеров и строк базы данных валов.

Таким образом, подсистема моделирования обращается к базам данных картеров и коленчатых валов и считывает необходимую для расчета информацию; рассчитывает "рабочий зазор" по определенному алгоритму в зависимости от расположения этого зазора; записывает полученный результат в таблицу "Толщины "рабочих зазоров". Благодаря ей достигнуто повышение стабилизации зазоров в парах трения "подшипник—шейка" на стадии их сборки, а также основных технико-экономических показателей работоспособности подшипников — оптимального $S_{опт}$, действительного максимального S_{max} и среднего $S_{ср}$ зазоров в ряду соосных пар трения, запасов точности $K_т$ и износа $S_и$, коэффициента $\varepsilon_н = S_{max}/S_{ср}$ равномерности зазоров.

Подбор комплектов вкладышей для условных втулок-подшипников, поступивших на сборку, осуществляется для обес-

печения расчетных зазоров S в пределах от $S_{\min F}$ до $S_{орт}$. Такой подход позволяет создать возможность повышения точности сборки и обеспечить равномерность зазоров в парах трения коренных подшипников. Потому что он создает условия для автоматизации процесса подбора комплектующих деталей и стабилизации монтажных зазоров в соосных парах трения. Однако следует помнить, что компьютерный подбор не может полностью устранить погрешности механической обработки и не учитывает погрешности измерения геометрических параметров деталей. Тем не менее создать условия для компенсации большей части этих погрешностей с его помощью удается.

Если же оценивать метод компьютерного подбора комплектующих деталей многоопорных подшипниковых узлов в целом, то можно сделать вывод: он, по сравнению с традиционными способами селективной сборки, гораздо эффективней как с точки зрения трудоемкости, так и равномерности радиальных зазоров, запасов на износ в соосных парах трения, а главное — работоспособности узла.

Литература

1. Технологическая наследственность в машиностроительном производстве / А.М. Дальский, Б.М. Базров, А.С. Васильев и др. / Под ред. А.М. Дальского. — Изд-во МАИ, 2000. — 364 с.: ил.
2. Рыльцев И.К. Оптимизация взаимодействия деталей подвижных соединений на основе раскрытия взаимосвязи процессов сборки и эксплуатации машин: автореф. дис. д-ра техн. наук / И.К. Рыльцев; СамГТУ; Станкин. — Самара, 2002. — 43 с.
3. Гребенников А.С. Неравномерность изнашивания одноименных элементов двигателя внутреннего сгорания и его ресурс / А.С. Гребенников, С.А. Гребенников // Двигателестроение. 2005. № 2. С. 3—9.

УДК 621.1.016.4

Технико-экономическая оценка эффективности теплообменных аппаратов

Канд. техн. наук Н.С. ЧЕРНОВ

Тольяттинский ГУ (8.8482. 53-93-33)

Изложено математическое описание процесса теплообмена и оценки эффективности змеевиковых теплообменных аппаратов из оребренных труб.
Ключевые слова: *математическое описание, эффективность.*

Chernov N.S.
EVALUATION OF EFFICIENCY OF HEAT EXCHANGERS (PIPE COIL) FROM PIPES WITH EDGES ON AN EXTERNAL SURFACE

The mathematical description of process of heat exchange and evaluation of efficiency of heat exchangers from pipes with edges on an external surface.
Keywords: *the mathematical description, efficiency.*

Технико-экономические показатели эффективности теплообменных аппаратов (радиаторов) в решающей степени обуславливаются конструктивными особенностями и теплотехническими параметрами конвективных поверхностей теплообмена, т. е. поверхностей, передающих теплоту от среды с высокой температурой к среде более низкой. Однако такая теплопередача через разделяющую эти среды стенку — процесс сложный, состоящий из теплообмена трех видов: теплопроводности, конвекции и теплового излучения. Причем на практике все виды в общем случае протекают одновременно, а в змеевиковых радиаторах, которые рассматривает автор, — преимущественно через теплопроводность и конвекцию.

Но даже в этом случае зависимость коэффициента теплоотдачи от характера и скорости движения рабочих сред, их физических свойств, размеров и формы поверхности теплообмена и других факторов получается очень сложной. Более того, она пока еще даже не установлена теоретически, и значение коэффициента теплоотдачи определяют путем экспериментальных исследований и последующей обработки опытных данных с целью получения и анализа статической или динамической модели радиатора.

При экспериментах обычно исследуются стационарные переходные режимы работы радиатора, время каждого его выхода на стационарный режим. Затем определяются оптимальные условия его работы. Что, очевидно, требует больших затрат времени, труда и финансов. Поэтому автор предлагает решать эти задачи более экономным способом — путем математического описания процесса теплообмена, т. е. с помощью математической его модели.

Конечно, всякая модель — это определение упрощения реального процесса. Однако она, тем не менее, позволяет сделать многое. В том числе выявить закономерности процесса, а также факторы, от которых зависит его эффективность.

В рассматриваемом случае принимается лишь одно допущение: первичный и вторичный потоки теплоносителя — "идеальные", т. е. имеющие "идеальные" перемешивание и вытеснение. Тогда движение можно описать простейшими уравнениями гидродинамики — для потока "идеального" перемешивания — формулой № 1 (см. таблицу), а для потока "идеального" вытеснения — формулой № 2.

В реальных радиаторах зоны теплообмена имеют постоянные объем V и расходы теплоносителей на входе и выходе. Поэтому уравнения № 1 и 2 приобретают вид формул № 3 и 4 соответственно.

По характеру гидродинамического режима потоков теплоносителей возможны, что хорошо известно, теплообменные аппараты трех типов — "перемешивание—перемешивание", "перемешивание—вытеснение" и "вытеснение—вытеснение". Именно их в общем виде и характеризуют математические модели, представленные в виде формул № 3 и 4, а их вариации — конкретный тип. Например, кожухотрубчатые, змеевиковые, спиральные и пластинчатые теплообменники — модель "вытеснение—вытеснение", погружные — "перемешивание—вытеснение". Причем эти модели следует использовать для исследования переходных процессов (нестационарных режимов). Для чего необходимо построить динамические характеристики и проанализировать работу теплообменников. В том числе определить время их выхода на стационарный режим.

Что касается статистических моделей, то они характеризуют стационарные ре-

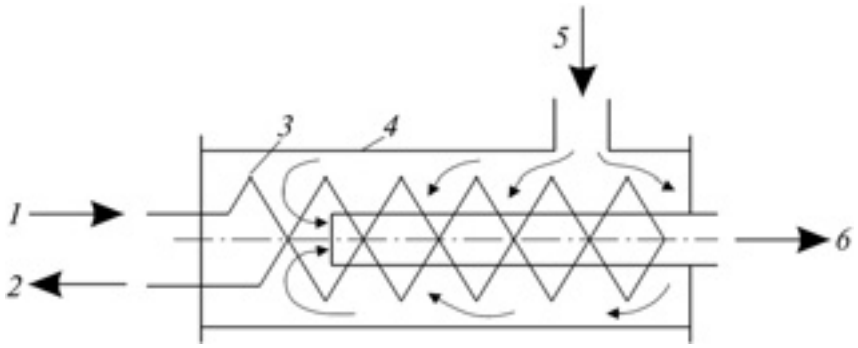


Рис. 1. Схема змеевикового теплообменника типа "перемешивание—вытеснение":
1 — вход первичного теплоносителя; *2* — его выход; *3* — змеевик; *4* — кожух; *5* — вход вторичного теплоносителя; *6* — его выход

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{d(VC_{\text{р}}t)}{d\tau} = QC_{\text{р}}t_{\text{вх}} - QC_{\text{р}}t \pm V_q$	V— объем теплоносителя; $C_{\text{р}}$ — удельная его теплоемкость; $t_{\text{вх}}$, t — его температура на входе и в любой точке радиатора; Q — его объемный расход; V_q — интенсивность теплообмена в рабочем объеме радиатора; $F = SL$ — объем радиатора; S — площадь его поперечного сечения; L — его длина; K— коэффициент теплопередачи; $\Delta t = t_1 - t_2$ — разность температур первичного и вторичного потоков теплоносителей; τ — время; "+" — теплоноситель нагревается; "−" — охлаждается
2	$\frac{d(VC_{\text{р}}t)}{d\tau} = \frac{d(VC_{\text{р}}t)}{dl} \pm Sq_{\text{в}}$	l — длина (пространственная координата); $Sq_{\text{в}}$ — площадь потока вытеснения
3	$VC_{\text{р}}\frac{dt}{d\tau} = QC_{\text{р}}(t_{\text{вх}} - t) \pm FK\Delta t$	—
4	$Sq_{\text{в}}C_{\text{р}}\frac{dt}{d\tau} = -QC_{\text{р}}\frac{dt}{dl} \pm \frac{FK\Delta t}{L}$	—
5	$Q_1C_{\text{р}1}(t_1' - t_1'') - FK(t_1 - t_2) = 0;$ $Q_2C_{\text{р}2}\frac{dt_2}{dl} - \frac{FK(t_1 - t_2)}{L} = 0$	Q_1, Q_2 — расход первичного и вторичного теплоносителя; $C_{\text{р}1}$, $C_{\text{р}2}$ — их удельная теплоемкость
6	$S_{\text{т}} = \frac{Q_2C_{\text{р}2}}{K}\ln\left[1 - \frac{Q_1C_{\text{р}1}(t_1' - t_1'')}{Q_2C_{\text{р}2}(t_1' - t_2')}\right]$	$t_1' = t_1^{\text{н}}$, $t_1'' = t_1^{\text{к}}$, $t_2' = t_2^{\text{н}}$ (н — начальная температура, к — конечная температура)
7	$R = Z_{\text{т}}Q_2 + Z_SF$	$Z_{\text{т}}$ — стоимость единицы объема вторичного теплоносителя; Z_S —стоимость единицы поверхности теплообмена
8	$\frac{dR}{dQ_2} = Z_{\text{т}} + Z_S\frac{dS}{dQ_z} = 0$	—
9	$\frac{dS}{dt} = \frac{C_{\text{р}2}}{K}\left[\ln\left(1 - \frac{Q_1C_{\text{р}1}(t_1' - t_1'')}{Q_2C_{\text{р}2}(t_1' - t_2')}\right) + \frac{1}{\frac{Q_2C_{\text{р}2}(t_1' - t_2')}{(t_1' - t_1'')} - 1}\right] = \frac{C_{\text{р}2}}{K}\left[\ln\left(1 - \frac{1}{y}\right) + \frac{1}{y-1}\right]$	—
10	$\frac{Z_{\text{т}}K}{Z_SC_{\text{р}2}} = \ln\left(1 - \frac{1}{y}\right) + \frac{1}{y-1}$	—
11	$Z = \ln\left(1 - \frac{1}{y}\right) + \frac{1}{y-1}$	—
12	$Q_{2\text{opt}} = \frac{Q_1C_{\text{р}1}(t_1' - t_1'')y_Z}{Q_2C_{\text{р}2}(t_1' - t_2')}$	—
13	$F_{\text{opt}} = \frac{Q_1C_{\text{р}1}(t_1' - t_1'')}{Q_2C_{\text{р}2}(t_1' - t_2')}\ln\left(1 - \frac{1}{y_Z}\right)y_Z$	—

жимы работы теплообменников, и их можно получить, если принять, как обычно в таких случаях, что производные по времени равны нулю. Например, для теплообменника типа "перемешивание—вытеснение" статистическая математическая модель представляет собой систему, включающую формулы № 5.

Очевидно, что решением данной модели можно получить формулы для расчета t_1, t_2 и $S_{\text{т}}$.

В частности, для $S_{\text{т}}$ это будет формула № 6. Полученное по ней значение площади поверхности теплообмена используется для оптимизации конструкции теплообменника. Как это делается, рассмотрим на примере теплообменника, выполненного (рис. 1) в виде змеевика *3* из оребренных труб и размещенного в кожухе *4*.

Из многих характеристик, влияющих на эффективность такого теплообменника, главную роль при заданной тепловой нагрузке играют, как показывает опыт, две — площадь $S_{\text{т}}$ поверхности теплообмена и расход Q теплоносителя (в данном случае — вторичного). Поэтому для оценки технико-экономической его эффективности целесообразно использовать критерий R оптимальности, выражаемый суммой затрат (формула № 7).

Критерий R оптимальности, естественно, может быть и более сложной функцией. Однако принятый его вид удобен при рассмотрении постановки и общего подхода к решению задачи оптимизации и в то же время является количественной мерой эффективности теплообменника.

Задача его оптимизации сводится к определению наилучших (оптимальных) значений параметров $S_{\text{т}}$ и Q_2, при которых затраты минимальны (минимум критерия оптимальности R).

Необходимую связь между $S_{\text{т}}$ и Q_2 дает математическое описание конкретного типа теплообменника. Например, в рассматриваемом случае — формула № 6. И, чтобы определить минимум R, достаточно продифференцировать R и Q, а полученную производную $\frac{dR}{dQ_2}$ приравнять нулю (формула № 8).

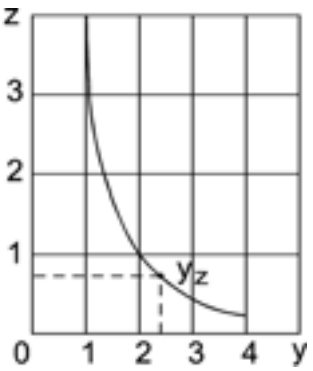


Рис. 2. Зависимость стоимостных показателей теплообменника от объемного расхода теплоносителей

Входящая в эту формулу производная $\frac{dS_т}{dQ_2}$ подсчитывается по формуле № 9. И если теперь подставить ее в формулу № 8, а также заменить символом y выражение $\frac{Q_2 c_{p2}(t_1' - t_2')}{Q_1 c_{p1}(t_1' - t_1'')}$, левая часть которой — величина безразмерная, характеризующаяся стоимостными показателями $C_т$, S_s, а также параметрами K и Cp_2. Она обычно известна в исходной постановке задачи оптимизации и может быть рассмотрена как функция переменной y.

Введя для нее обозначение: $\frac{S_т K}{S_F C_{p2}} = Z$, получаем формулу № 11 — окончательную формулу оптимальности.

Для определения оптимального расхода Q_{2opt} вторичного теплоносителя достаточно по этой формуле найти величину y, соответствующую заданному (выбранному) значению Z. В итоге формулы для подсчета Q_{2opt} и F_{opt} будут иметь соответственно вид формул № 12 и 13.

И последнее. Для определения y удобно пользоваться графиком (рис. 2), построенным по уравнению оптимальности (формула № 10). Он и формулы № 11 и 12 позволяют оценить эффективность теплообменника типа "перемешивание—вытеснение".

УДК 629.621.018.001

Таблица 1

Показатели качества протекания неустановившихся режимов разгонов дизеля после пусков

Д-р техн. наук Н.Н. ПАТРАХАЛЬЦЕВ, С.А. КАЗАКОВ,
ФЕРНАНДО КУМАРА П.И.Д.

РУДН (952-67-87)

Проведено исследование показателей качества протекания неустановившихся режимов разгонов и коэффициентов загрузки дизеля типа 4Ч11/12,5 в широком диапазоне частот вращения от пусковой до номинальной, в условиях прогретого (горячего) двигателя и двигателя холодного, при низких температурах окружающего воздуха (–15 °С).

Ключевые слова: *дизель, установившиеся и неустановившиеся режимы, качество протекания неустановившихся режимов, пуски—разгоны горячего и холодного дизеля, приемистость дизеля, испытания дизеля в режимах разгонов, изменение эффективности дизеля в эксплуатации.*

Patrakhaltsev N.N., Kazakov S.A., Fernando Kumara P.I.D.

INDICES OF QUALITY OF TRANSIENT REGIMES OF DIESEL STARTING AND ACCELERATION

There are carried out some investigations of indices of quality of running of transient accelerating regimes and coefficients of loading of diesel of type 4Ч11/12,5 in wide range of r.p.m. from starting to nominal. Investigations are carried out with warmed and cold engine in conditions low ambient temperatures (–15 °C).

Keywords: *diesel, static and transient regimes, quality of transient regimes, starting—acceleration of diesel, dinamical quality of diesel, testing during acceleration, effectiveness during exploitation.*

В реальных условиях эксплуатации автотранспортные дизели до 90 % времени работают на неустановившихся режимах (НУР), что сопровождается ухудшением, по сравнению с работой на установившихся режимах (УР) при тех же частотах n вращения коленчатого вала и положении рейки ТНВД, их эффективности, экономичности, экологических показателей, снижением моторесурса и т. д.

Для оценки качества протекания таких режимов авторы работы [1] предложили использовать отношения показателей работы дизеля на этих режимах к аналогичным его показателям, получаемым при тех же n и h на установившихся режимах. И прежде всего — отношения средних за время НУР крутящего момента $\overline{M_{e_п}^{НУР}}$ или мощности $\overline{N_{e_п}^{НУР}}$ к средним $M_{e_п}^{НУР}$ и $N_{e_п}^{НУР}$, полученным расчетом для случаев квазистатического представления НУР (формулы № 1 в табл. 1). Относительные отклонения средних моментов и мощностей, т. е. $\Delta П_{M_e}$ и $\Delta П_{N_e}$, дают формулы № 2.

Очень важными показателями качества НУР являются также коэффициенты $K_{зM_e}$ и $K_{зN_e}$ загрузки дизеля при НУР (формулы № 3). Кроме того, качество нередко оценивают от-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$П_{M_e} = \frac{\overline{M_{e_п}^{НУР}}}{\overline{M_{e_п}^{УР}}} = \frac{\int_0^{t_{пр}} M_{e_п}^{НУР}(t)dt}{\int_0^{t_{пр}} M_{e_п}^{УР}(t)dt}$; $П_{M_e} = \frac{\overline{N_{e_п}^{НУР}}}{\overline{N_{e_п}^{УР}}} = \frac{\int_0^{t_{пр}} N_{e_п}^{НУР}(t)dt}{\int_0^{t_{пр}} N_{e_п}^{УР}(t)dt}$;	t, $t_{пр}$ — время и время приемистости — продолжительности переходного процесса
2	$\Delta П_{M_e} = \frac{\overline{M_{e_п}^{НУР}}}{\overline{M_{e_п}^{УР}}} - 1$; $\Delta П_{M_e} = \frac{\overline{N_{e_п}^{НУР}}}{\overline{N_{e_п}^{УР}}} - 1$;	—
3	$K_{зM_e} = \overline{M_{e_н}^{НУР}} / M_{e_н}$; $K_{зN_e} = \overline{N_{e_н}^{НУР}} / N_{e_н}$	$M_{e_н}$, $N_{e_н}$ — номинальные значения момента и мощности (режим работы — установившийся)
4	$K_{M_e} = M_{e_н}^{НУР} / M_e^{УР}$; $K_{N_e} = \overline{N_{e_н}^{НУР}} / N_e^{УР}$	$M_e^{НУР}$, $M_e^{УР}$, $N_e^{НУР}$, $N_e^{УР}$ — текущие значения моментов и мощности на сходственных (одинаковых n и h) *НУР* и *УР*
5	$A + Bn + Cn^2 + Dn^3 - I_д \dot{\omega} = 0$	A, B, C, D — постоянные коэффициенты; n — частота вращения коленчатого вала; $I_д$ — момент инерции дизеля; $\dot{\omega}$ — угловое ускорение вращения коленчатого вала;
6	$M_e = A + Bn + Cn^2 + Dn^3$	M_e — эффективный крутящий момент
7	$n_i = n_{i-1} + \frac{\Delta t}{I} \frac{30}{\pi} \{[A + Bn_{i-1} + C(n_{i-1})^2 + D(n_{i-1})^3]\}$	Δt — шаг расчета по времени t; $n_{i,\ i-1}$ — текущее и предыдущее значения частоты вращения

носительными текущими показателями $K_{зM_e}$ и $K_{зN_e}$ (формулы № 4).

Владение такой информацией полезно для прогнозирования действительной производительности АТС в условиях эксплуатации, а также для выбора, разработки методов и средств повышения эффективности и других показателей качества протекания НУР дизеля.

Важнейшие среди эксплуатационных неустановившихся режимов работы дизеля — режимы разгонов. В том числе такие экстремальные их варианты, как разгон в процессе пуска и особенно — холодного пуска, т. е. пуска холодного дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха. При этом показатели, характеризующие протекание разгонов в диапазоне частот вращения коленчатого вала от пусковой до номинальной, для прогретого и холодного дизеля представляют собой, по сути, верхнюю и нижнюю границы возможного изменения показателей качества (дают значения минимальных и максимальных возможных потерь, например, эффективности работы дизеля на неустановившихся режимах разгонов).

Очевидно, что для вычисления этих показателей необходима экспериментальная информация — о разгонах дизеля вообще, дизеля с потребителем, но без нагрузки и, наконец, с нагрузкой. Потому что наличие внешней нагрузки и повышение момента инерции системы растягивают переходный процесс разгона по времени, а следовательно, снижают по мере разгона степень отрицательного влияния на показатели НУР теплового состояния, переходных процессов воздухоснабжения, топливоподачи и т. д.

Чтобы получить такую информацию, авторы провели исследования конкретного дизеля — Д-240 (4Ч11/12,5). Испытывали его в морозильной камере при температуре 258 К (−15 °С). Полученные результаты обрабатывались статистически, с выявлением достоверной (0,95) характеристики разгона с заданным доверительным интервалом (±6 %). Характеристики же разгонов при квазистатическом представлении НУР получали математическим моделированием на основании уравнения динамического равновесия (формула № 5) и с использованием полиномиальной аппроксимации внешней скоростной характеристики дизеля (формула № 6) и решения полученного полинома по формуле № 7.

Для удобства обработки результатов и обеспечения адекватности сравнений расчетных и экспериментальных характерис-

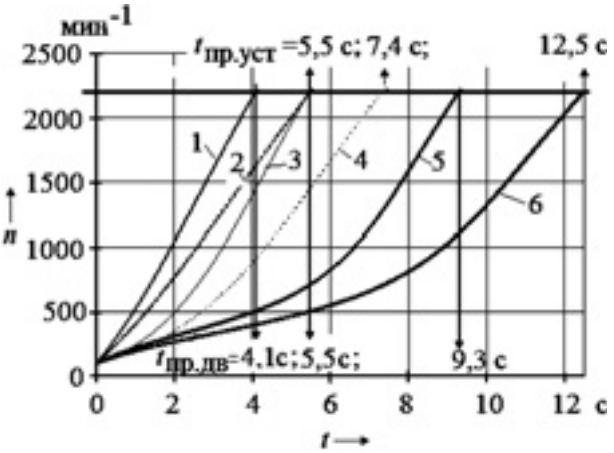


Рис. 1. Характеристики разгонов от пусковой частоты коленчатого вала (100 мин$^{-1}$) до номинальной (2200 мин$^{-1}$) и времени приемистости дизеля Д-240 и установки с ним при квазистатическом и реальном представлении тех же двигателя и установки из горячего и холодного состояний:

1 — разгон дизеля при квазистатическом представлении НУР; *2* — разгон дизеля с установкой при квазистатическом представлении НУР; *3* — достоверные разгоны горячего дизеля; *4* — достоверные разгоны дизеля с установкой; *5* и *6* — достоверные разгоны холодного дизеля

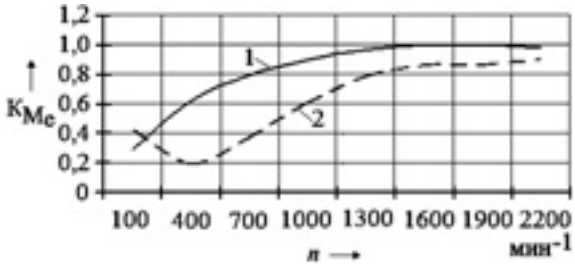


Рис. 2. Сравнение относительных показателей при разгонах двигателя горячего (1) и холодного с кратковременной подачей легковоспламеняющейся жидкости (2)

тик разгонов последние были обработаны с построением динамических внешних скоростных характеристик (ДВСХ). Это позволило с достаточно высокой степенью достоверности продублировать и сравнить экспериментальные разгоны с разгонами, смоделированными с использованием ранее определенных моментов инерции дизеля ($I_{дв}$ = 4,6 Н · м · с^2) и установки (дизель + дополнительная маховая масса: $I_{уст}$ = 6,2 Н · м · с^2). Результаты такого сравнения при h = 100 % приведены на рис. 1, а результаты сравнения ВСХ и ДВСХ дизеля по относительным показателям (формулы № 4) при разных исходных его состояниях — на рис. 2.

Как видно из рис. 1, квазистатический разгон дизеля завершился за 4,1 с, и далее пошел установившийся номинальный режим; горячий разгон в течение $t_{пр}$ = 5,5 с завершается полностью, а холодный дизель за это время достигает лишь ~1000 мин$^{-1}$, т. е. разгон не завершился.

Наименьшие значения показателей $П_{M_e}$ при $t_{пр}$ = 4,1 с объясняются тем, что за это время ни горячий, ни холодный разгоны еще не завершились, текущие моменты еще не достигли своих повышенных значений. А разгон квазистатический уже завершился, моменты достигали и максимального, и номинального значений. При $t_{пр}$ = 5,5 с средний момент квазистатического разгона включает как моменты при разгоне, так и моменты конечного, номинального режима за время, равное 1,4 с (5,5—4,1), когда дизель работал на конечном номинальном скоростном режиме. Разгон горячего двигателя уже завершился, а холодного — нет, почему и показатель $П_{M_{er}}$ понижен. За время $t_{пр}$ приемистости, равное 9,3 с, все разгоны завершаются, но средний момент холодного дизеля включает только моменты при НУР, в то время как остальные — и моменты номинальных скоростных режимов в течение времени, превышающего время приемистости (соответственно $t_{пр}$ = 4,1 и 5,5 с).

Как следует из рис. 2, даже в горячем состоянии дизель после пуска в последующем разгоне развивает значительно меньший, чем на установившемся режиме, крутящий момент. Например, при разгоне до n = 700 мин$^{-1}$ — лишь 0,4—0,8 $M_e^{УР}$. Однако уже при n = 1600 мин$^{-1}$, т. е. примерно через 3,5 с разгона, крутящие моменты при НУР и УР сравниваются (K_{M_e} = 1). У холодного же дизеля момент, развиваемый в начале разгона после использования дозы легко воспламеняемой жидкости на всасывании, составляет ~20 % от момента сходственного УР, с выходом на минимально устойчивую частоту он не превышает 40 %, а с выходом на номинальную — достигает лишь ~90 % момента сходственного УР.

Причины таких потерь эффективности разгона известны. Для горячего дизеля это связано, очевидно, с наличием переходных процессов в системах воздухоснабжения и топливоподачи и, в меньшей степени, — с тепловым состоянием, иначе говоря, определяется ухудшением протекания рабочих процессов в системах дизеля и дизеле в целом. Для холодного же двигателя перечисленные факторы тоже существенны, но важнее все же влияние нестабильности процесса пуска—раз-

гона. Другими словами, в процессе разгона происходят неоднократные прекращения вспышек в цилиндрах, т. е. выбеги — снижения частоты вращения и вновь разгоны после появления вспышек. Разгон как бы состоит из чередующихся разгонов—выбегов, что и снижает средние значения развиваемых при НУР моментов.

Таким образом, располагая уравнениями моментов дизеля от частоты вращения его коленчатого вала, можно моделировать разгоны и самого дизеля, и вместе с установкой. Причем как при квазистатическом представлении переходных процессов, так и приближенных к реальным условиям. Правда, последнее — только для горячего или только для холодного, но не промежуточных тепловых состояний дизеля.

Важными характеристиками качества НУР с точки зрения их информативности являются средние (за время t работы, т. е. время разгона от 100 мин$^{-1}$ и выхода на некоторый участок конечного УР) относительные показатели качества Π_{M_e}, а также изменения $\Delta\Pi_{Me}$ относительных отклонений средних крутящих моментов за переходные процессы разгонов горячего или холодного дизеля (рис. 3). Этот рисунок подтверждает, что относительные отклонения средних за время переходного процесса разгона $t_{пр}$ крутящих моментов ($\Delta\Pi_{M_e}$) наиболее существенны при разгонах холодного двигателя.

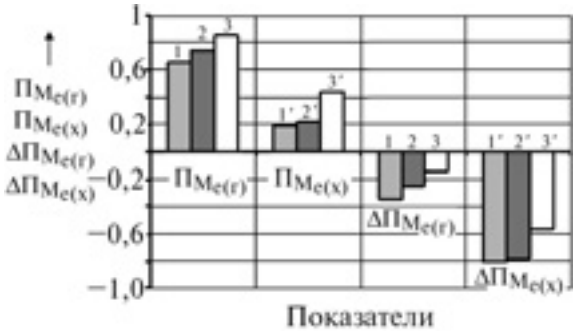


Рис. 3. Изменение средних (за одинаковое время работы $t_{пр}$, т. е. время разгона от 100 мин$^{-1}$ плюс некоторое время работы при конечном скоростном режиме) относительных показателей качества НУР (Π_{M_e}), а также изменения их относительных отклонений за переходные процессы разгонов горячего или холодного дизеля:

1 — дизель горячий, $t_{пр}$ = 4,1 с; *2* — дизель горячий, $t_{пр}$ = = 5,5 с; *3* — дизель горячий, $t_{пр}$ = 9,3 с; *1′* — дизель холодный, $t_{пр}$ = 4,1 с; *2′* — дизель холодный, $t_{пр}$ = 5,5 с; *3′* — дизель холодный, $t_{пр}$ = 9,3 с

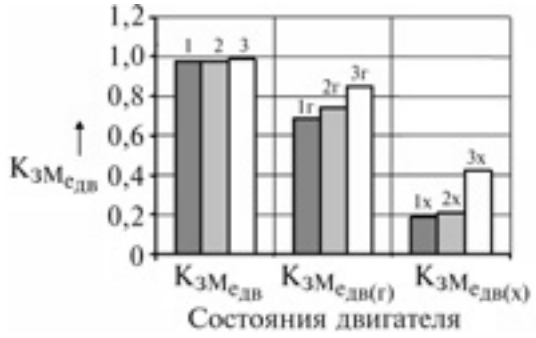


Рис. 4. Зависимость коэффициента загрузки дизеля по моменту при реализации разгона двигателя в диапазоне частот 100—2200 мин$^{-1}$ от его состояния:

1, *2*, *3* — соответственно при $t_{пр}$ = 4,1 с; 5,5 и 9,3 с и квазистатическом представлении; *1г*, *2г*, *3г* — дизель горячий, $t_{пр}$ = 4,1 с; 5,5 с и 9,3 с; *1x*, *2x*, *3x* — дизель холодный, $t_{пр}$ = = 4,1 с; 5,5 с и 9,3 с

Таблица 2

Состояние дизеля	Снижение, %, $K_з$ при $t_{пр}$, с		
	4,1	5,5	9,3
Горячий	30	24	14
Холодный	81	77	57

Таблица 3

$t_{пр}$, с	$\Pi_{Me_{(г)}}$	$K_{зMe_{(г)}}$	$\Pi_{Me_{(x)}}$	$K_{зMe_{(x)}}$	$\Pi_{Ne_{(г)}}$	$K_{зNe_{(г)}}$	$\Pi_{Ne_{(x)}}$	$K_{зNe_{(x)}}$
4,1	0,66	0,69	0,19	0,19	0,44	0,23	0,05	0,03
5,5	0,75	0,74	0,22	0,21	0,61	0,4	0,06	0,04
9,3	0,86	0,85	0,44	0,43	0,81	0,64	0,29	0,23

Не менее важны и коэффициенты $K_з$ загрузки дизеля за время реализации переходного процесса (время $t_{пр}$ приемистости), которые приведены на рис. 4.

Из этого рисунка следует, что при квазистатическом представлении разгона (столбцы 1, 2, 3) коэффициент загрузки достигает единицы, так как коэффициент приспособляемости по ВСХ дизеля превышает единицу. Но чем длительнее реальный переходный процесс разгона (включая работу при $n_{ном}$ после завершения разгона), тем выше, независимо от теплового состояния дизеля, коэффициент $K_{зM_e}$. И чем холоднее дизель, тем этот коэффициент ниже. Это подтверждает и табл. 2, в которой дается снижение коэффициентов $K_з$ при разгонах от пусковой частоты вращения коленчатого вала для разных $t_{пр}$.

Как видим, в реальных разгонах $K_з$ существенно ниже, что определяется особенностями протекания рабочих процессов в дизеле при НУР, а также тем фактом, что разгоны проведены от пускового вращения, где моменты невелики.

То же можно отметить и по показателям качества по мощности.

Так, при $t_{пр}$ = 9,3 с показатели Π_{N_e} качества НУР для горячего и холодного дизеля составляют соответственно 0,81 и 0,29, в то время, как по Π_{M_e} — 0,86 и 0,44. (Это связано с влиянием возрастающей частоты вращения коленчатого вала). Причем очевидны более существенные, до 71 %, потери теоретически располагаемой мощности при реализации разгона из холостого состояния.

Коэффициент $K_{зN_e}$ при разгонах с $t_{пр}$ = 9,3 с из горячего состояния снижается, по сравнению с теоретически возможной загрузкой, на 19 % — с 0,79 в случае квазистатического представления до 0,23.

Целесообразность применения показателей качества или коэффициентов загрузки для оценки эффективности работы двигателя при НУР подтверждает табл. 3, в которой приведены их значения для одних и тех же режимов (разгон от 100 до 2200 мин$^{-1}$), но разных $t_{пр}$. Из нее видно, что значения Π_{M_e} по величине близки к $K_{зM_e}$, а вот Π_{N_e} существенно отличаются от $K_{зN_e}$, что связано с влиянием частоты вращения коленчатого вала.

Сравнивать показатели целесообразно за реальное время $t_{пр}$ приемистости дизеля в данном тепловом состоянии. Например, горячий двигатель разгоняется от 100 до 2200 мин$^{-1}$ за 5,5 с, а холодный — за 9,3 с. При этом Π_{M_e} холодного дизеля снижается на 41,3 % (с 0,75 до 0,44), а Π_{N_e} — на 41,9 % (с 0,74 до 0,43), т. е. Π_{N_e} и Π_{M_e} по величине довольно близ-

Таблица 4

$t_{пр}$, с	$П_{Mуст(г)}$	$K_{зMуст(г)}$	$П_{Mуст(х)}$	$K_{зMуст(х)}$	$П_{Nуст(г)}$	$K_{зNуст(г)}$	$П_{Nуст(х)}$	$K_{зNуст(х)}$
5,5	0,66	0,64	0,19	0,19	0,44	0,23	0,051	0,026
7,4	0,76	0,74	0,28	0,27	0,82	0,63	0,08	0,04
12,5	0,86	0,85	0,44	0,43	0,86	0,65	0,29	0,23

Таблица 5

$t_{пр}$, с	$П_{Mуст(г)}$	$K_{зMуст(г)}$	$П_{Mуст(х)}$	$K_{зMуст(х)}$	$П_{Nуст(г)}$	$K_{зNуст(г)}$	$П_{Nуст(х)}$	$K_{зNуст(х)}$
5,5	0,656	0,642	0,265	0,249	0,76	0,50	0,25	0,16
7,4	0,76	0,74	0,28	0,27	0,80	0,63	0,27	0,204
12,5	0,86	0,85	0,44	0,43	0,82	0,65	0,29	0,203

ки. Но в тех же условиях снижение $П_{N_e}$ достигает 52,5 %, а $K_{зN_e}$ — 42,5 %. Низкие значения показателей $П_{N_e}$ и $K_{зN_e}$ для холодного двигателя за $t_{пр}$ = 4,1 и 5,5 с объясняются тем, что процесс разгона еще продолжается до $t_{пр}$ = 9,3 с.

При разгонах установки с тех же 100 мин$^{-1}$ показатели $П$ и $K_з$ несколько изменяются (табл. 4), что связано прежде всего с возрастанием (до 12,5 с) времени приемистости.

Коэффициенты загрузки двигателя по моменту при проведении холодных разгонов снижаются в 3—5 раз по сравнению с квазистатическим представлением. С увеличением длительности переходных процессов показатели качества и коэффициенты загрузки увеличиваются.

Итак, можно сравнивать коэффициенты загрузки или показатели качества процессов при НУР за одинаковое время t, которое включает как переходный процесс разгона, так и некоторое время работы при УР, либо за свойственное данному случаю время приемистости, т. е. за разное время работы, но зато только работы на НУР.

Влияние длительности переходных процессов отражают показатели, полученные по результатам анализа разгонов установки с дизелем и теми же состояниями последнего (табл. 5). Из таблицы, в частности, видно, что значения $П_{M_e}$ и $K_{зM_e}$ и в данном случае сравнительно близки, а $П_{N_e}$ и $K_{зN_e}$ существенно отличаются. Следовательно, при оценке эксплуатационных показателей установок целесообразно пользоваться именно последними.

Из всего сказанного выше следует, что, во-первых, при реализации разгонов как горячего, так и холодного дизеля снижение качества протекания НУР и коэффициентов фактической загрузки может составлять от десятков до сотен процентов, причем горячий двигатель менее чувствителен к особенностям протекания НУР, чем холодный; во-вторых, коэффициенты $K_{зM_e}$ при холодных разгонах оказываются в 3—5 раз меньше, чем в случае квазистатического их представления; в-третьих, при реализации переходных процессов разгонов установка с холодным дизелем теряет в производительности, по сравнению с квазистатическим представлением, в 2—3 раза, т. е. меньше, чем дизель без потребителя. Причина последнего — большая длительность протекания процесса.

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

Новое поколение распылителей "Дюрр" для электростатического нанесения водорастворимых лаков

Д-р. инж. Павел СВЕЙДА

"Дюрр Системс"

Еще совсем недавно в технологии окраски кузовов существовало жесткая специализация: для внутренней окраски и для нанесения второго слоя базового лака на внешние поверхности кузова применялись пневматические распылители, для всех остальных работ в области внешней окраски — высокооборотные распылители с электростатическим осаждением краски. В числе недостатков такого разделения: высокие потери лакокрасочных материалов в виде тумана при пневматическом нанесении покрытий, вынужденное соединение в одной линии разных систем и процессов, недостаточная гибкость. Теперь изменилось. Почти у всех автопроизводителей нанесение второго слоя базового лака осуществляется эффективным электростатическим способом. Этот метод, называемый на профессиональном жаргоне методом "Bell/Bell", стал на сегодняшний день уже общепринятой нормой. В связи с этим возник вопрос, а нельзя ли применять электростатический метод нанесения лакокрасочного материала и для внутренней окраски? Ответ: в принципе — да, но при условии, что, во-первых, распылитель будет компактным, чтобы легко достигать всех окрашиваемых поверхностей, и, во-вторых, что ширина струи распыления будет иметь большой диапазон регулировки. В идеальном варианте, и для внутренней, и для внешней окраски должен применяться один и тот же распылитель. Так были сформулированы задачи за решение которых взялись специалисты фирмы "Дюрр".

Высокая гибкость регулирования струи была достигнута уже в типах HD и HX распылителя EcoBell2 за счет применения конусной распылительной головки с двумя независимыми друг от друга направляющими потоками воздуха. Однако, гораздо более сложным требованием оказалась компактность распылителя. Особенно в том, что касается нанесения водорастворимых лаков: электродное кольцо, каким оно было в своей первоначальной форме, не позволяло произво-

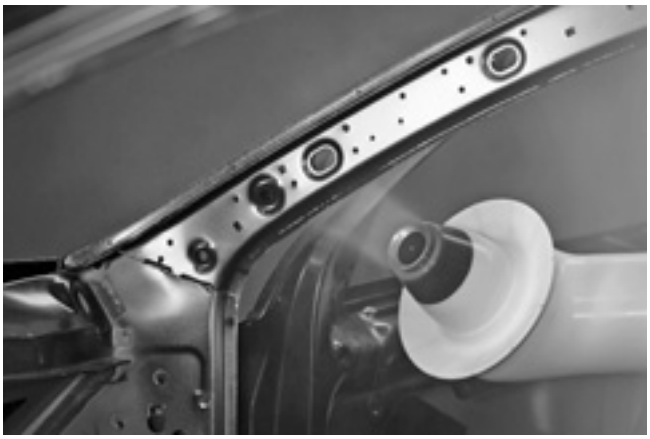


Рис. 1. Внутренняя окраска высокооборотным распылителем с внешней зарядкой

Рис. 2. Нанесение покрытий на внешние поверхности кузова с помощью того же распылителя

дить внешнюю зарядку лакокрасочных материалов из-за своих размеров, а для прямой зарядки требовалась гальваническая развязка. Такое положение вещей привело к разработке и применению самых разных систем: от канистр и стыковочных систем до систем с применением эластичной капсулы (поршня) и гальванической развязки с помощью цилиндров-дозаторов, установленных на руке робота. Но при более тщательном рассмотрении различных систем, разработчики пришли к выводу, что ни одна из них не выполняет в достаточной мере все требования, предъявляемые к нанесению водорастворимых лаков. Так, например, они либо имели ограниченную производительность, либо из-за своих размеров не подходили для внутренней окраски, либо же были слишком сложными и поэтому дорогостоящими. Высокую производительность при низкой технической сложности может предоставить только внешняя зарядка лакокрасочного материала. Сделать этот принцип применимым к внутренней окраске стало исходным пунктом для разработки нового поколения распылителей — EcoBell3.

Этот распылитель стал для компании "Дюрр" абсолютно новым устройством, а не очередной модернизацией прежнего. Его производительность намного превосходит показатели всех предыдущих версий. Новые свойства позволяют не только минимизировать потери лакокрасочных материалов и максимально сократить время, требуемое для смены краски, но и предоставляют новые технологические возможности. И самое главное: распылитель EcoBell3 в равной степени подходит как для внутренней, так и для внешней окраски, что стало возможным благодаря исключительной компактности электродного кольца. Таким образом, данный распылитель представляет собой удачное сочетание высокой производительности и эксплуатационной гибкости, с одной стороны, и минимальной технической сложности, с другой.

Что же конкретно означает для пользователя его применение? Приведем пример: благодаря EcoBell3 один из производителей спортивных автомобилей смог объединить процессы внутренней и внешней окраски в одну зону – запланированная производительность установки это допускала. Такой подход позволил значительно сократить длину установки и количество роботов, а значит, и сократить инвестиционные и эксплуатационные издержки. Если же необходимо разделение внутренней и внешней окраски на различные зоны, что чаще всего и происходит в окрасочном цехе, то и здесь проявятся преимущества нового распылителя: позволяет наиболее оптимально распределить рабочую нагрузку на все роботы, причем в случае выхода из строя одного из них весь объем окрасочных работ распределяется между оставшимися роботами (degrade-концепция). Эта функция делает лишними зоны подкраски вручную, кроме того, позволяет в значительной мере сокращать длину установки и эксплуатационные издержки.

Новые технологии позволяют разбить установленную ранее малогибкую окрасочную линию на отдельные зоны и расположить их параллельно. Такая так называемая "концепция блоков" предоставляет интересные возможности: двух роботов будет вполне достаточно, чтобы полностью покрасить автомобиль. В данном случае "полностью" означает нанесение вторичного грунта, базового и прозрачного лака, как на внутренние, так и на внешние поверхности. То, что уже стало возможным в производственном процессе благодаря введению 3-wet-процесса окраски (без промежуточной сушки), теперь применимо и в области нанесения покрытий. Результат: значительное сокращение потерь материала при смене краски. А так как транспортировка между отдельными этапами окраски больше не требуется, то это означает, что возрастает доля технологического процесса в отношении к общей продолжительности такта. Кстати, о продолжительности такта: в окрасочной линии она определяется по самому крупному автомобилю. При использовании же концепции блоков такт может варьироваться в каждом блоке индивидуально, в зависимости от величины автомобиля и типа процесса. Таким образом, повышается производительность установки в целом, что позволяет сократить издержки на единицу продукции. И наконец, нельзя не упомянуть о преимуществе, которое на сегодняшний день приобретает все большее значение, а именно о гибкости в отношении производительности

Рис. 3. Окрасочный робот "Дюрр" для электростатического нанесения водорастворимых лаков

установки: данная концепция позволяет поэтапно увеличивать производительность установки за счет инсталляции дополнительных блоков. Точно так же можно оперативно реагировать на проблемы нагрузки, отключая отдельные блоки.

Важной областью применения EcoBell3 стала окраска бамперов и пластмассовых деталей. С точки зрения технологии нанесения покрытий, при окраске бамперов должны выполняться требования и внутренней, и внешней окраски, поскольку необходима окраска, как больших площадей, так и деталей с порой очень сложной геометрией, которые, в производственно-техническом плане, могут быть выполнены только из пластмассы. Процесс окраски осложняется еще и тем, что отдельные детали располагаются на транспортере, как правило, очень близко друг к другу, а продолжительность тактов и интервалы между ними очень короткие. Для процесса нанесения покрытий это означает необходимость применения компактного, мощного распылителя с высокой гибкостью формы струи и возможностью поддерживать непрерывность процесса окраски. Новый распылитель полностью соответствует этим требованиям.

Устройства для нанесения покрытий теперь прекрасно интегрируются непосредственно в окрасочный робот, без каких-либо громоздких шкафов. Благодаря новому линейному устройству смены краски и компактному насосу-дозатору рука робота остается очень тонкой — идеальный вариант для покраски деталей с ограниченной возможностью доступа. Такие устройства подходят, как уже было сказано, для всех задач окраски. Важные характеристики этой простой и компактной системы — высокий КПД нанесения покрытий и минимальные потери лакокрасочного материала.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Трембовельский Л.Г. — Маркетинговые исследования как инструмент обоснования эксплуатационных свойств создаваемых АТС 1

АСМ-факты 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Марков В.А., Акимов В.С., Шумовский В.А. — Показатели бензинового ДВС с искровым зажиганием, работающего на смеси пропана и бутана 6

Евсеенко И.А. — Звено планетарной коробки передач как механический аккумулятор энергии 9

Ревин А.А.— Основы формирования эксплуатационных свойств автомобиля в режиме экстренного торможения 11

Алиев А.В., Блинов Д.С. — Подушки безопасности: результаты моделирования раскрытия оболочки 13

Ковеня А.С., Пронкевич С.А., Чернышев Д.А. — Моделирование напряженно-деформированного состояния каркаса городского автобуса в среде ANSYS . . 16

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Макарова И.В., Хабибуллин Р.Г., Козадаев Р.А., Беляев А.И., Беляев Э.И. — Автоматизация составления структуры гарантийного комплекта запасных частей 19

Ходес И.В., Бажин О.А., Шелухин С.В. — Диагностический стенд с приводом от двигателя диагностируемого АТС. 21

Рынкевич С.А. — О предельных значениях износа фрикционов ГМП 24

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Мишин В.Н., Балашов В.Н. — Взаимодействие круга с деталью и расчетная оценка сил при шлифовании 25

Петрухин А.В., Москвичева Н.П., Санинский В.А., Сторчак Н.А., Кочкин М.В. — Компьютерная поддержка автоматизированного подбора комплектующих деталей при сборке многоопорного подшипникового узла ДВС. 30

Чернов Н.С. — Технико-экономическая оценка эффективности теплообменных аппаратов 33

Патрахальцев Н.Н., Казаков С.А., Фернандо Кумара П.И.Д. — Показатели качества протекания неустановившихся режимов разгонов дизеля после пусков. . 35

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

Свейда П. — Новое поколение распылителей "Дюрр" для электростатического нанесения водорастворимых лаков 38

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Корректор Т.В. Пчелкина
Сдано в набор 29.12.2010. Подписано в печать 16.02.2011.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,15. Зак. 119.
Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

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

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

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