ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 7 • июль • 2013

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.017

МЕТОДИКА ОБОСНОВАНИЯ ЗАМЕНЫ АВТОМОБИЛЯ В УСЛОВИЯХ РЫНОЧНОЙ ЭКОНОМИКИ

Канд. техн. наук В.С. ДЫНЧЕНКОВ
ВА ВПВО МО РФ

Рассматривается методика обоснования срока замены автомобиля.

Ключевые слова: *неопределенный период обеспечения, возраст автомобиля, возможная (рыночная) остаточная стоимость, моделирование процесса замены автомобиля, метод динамического программирования, срок замены, продажа.*

Dynchenkov V.S.

METHODOLOGY OF THE REPLACEMENT VEHICLE IN CONDITION OF MARKET ECONOMY

The methodology of substantiation of term of the replacement vehicle is considered.

Keywords: *not determinated the period of security, the age of the car, possible (market) net book value, the simulation of the process of the vehicle was substituted, the method of dynamic programming, the period of replacement sales.*

Очевидно, что снижение трудовых и материальных затрат на содержание автомобилей, находящихся в эксплуатации, – один из важнейших способов повышения эффективности использования автотранспорта. При социалистической экономической формации эта задача решалась путем выявления оптимальных соотношений затрат в сферах производства и эксплуатации автомобилей. В нынешних же рыночных условиях существовавшие ранее пропорции между затратами на приобретение и эксплуатацию техники стали иными. Предпочтение отдается оптимизации суммы затрат на приобретение и эксплуатацию техники за весь период ее эксплуатации.

Задачи этого типа известны в литературе под названием "задачи о замене", и решаются они методом динамического программирования (МДП) модели в обратном или в прямом времени. Причем в качестве критерия оптимальности принимается минимум суммарных затрат на процесс эксплуатации сменяющихся автомобилей за известный промежуток времени.

Однако в большинстве научных работ разработанные на основе МДП модели процесса замены техники использовать в готовом виде для определения сроков замены довольно сложно. В частности, потому, что требуется задавать шаговую целевую функцию затрат и период использования автомобиля. Поэтому-то в большинстве таких работ приводятся только частные алгоритмы и примеры. В результате на практике решения о замене АТС принимают ее владельцы, исходя из имеющихся у них финансовых средств, некоторых других, порой сугубо субъективных соображений. Что вполне объяснимо: в настоящее время экономические аспекты процесса замены автомобилей детально не исследованы, а главное – отличаются сложностью и динамичностью определяющих их факторов и наличием большого числа неопределенностей.

Тем не менее смоделировать процесс замены автомобиля на основе МДП все-таки можно. Например, при моделировании в обратном времени, взяв в качестве исходных данных планируемый период T использования автомобиля, первоначальную его стоимость C_0, функцию $C_{ост}(t)$ изменения его остаточной стоимости и функцию $C_э(t)$ изменения переменных эксплуатационных затрат в зависимости от срока его эксплуатации.

Конечно, и здесь не все просто. В частности, довольно сложно определять зависимости $C_{ост}(t), C_э(t)$ (в модели они используются в шаговой целевой функции затрат) и обосновывать показатель T. А без этого невозможно найти минимум затрат на приобретение и эксплуатацию автомобиля.

Для решения задачи автор предлагает функцию $C_э(t)$ оценивать с учетом возможной (рыночной) остаточной стоимости $C_{ост}(t)$ автомобиля, а $C_э(t)$ – в зависимости от условий его эксплуатации и интенсивности использования.

Вариантов оценки $C_э(t)$ существует несколько. Но наибольший интерес представляет оценка с учетом возможной (рыночной) цены покупки и характера спроса на автомобили со стороны потребителя. В связи с этим в 21 НИИИ МО и был выполнен анализ изменения рыночных цен на отечественную подержаную автомобильную технику. При этом в качестве определяющего фактора принималось во внимание не абсолютное значение остаточной стоимости, а приведенное к средней стоимости C_0 нового автомобиля рассматриваемой модели.

Задача решалась методом регрессии, расчет проводился для минимальных $[x_1(t)]$, средних $[x_2(t)]$ и максимальных $[x_3(t)]$ значений рыночных цен (табл. 1), а остаточная стоимость определялась по формуле № 1 (табл. 2). В зависимости от спроса и региона эксплуатации для расчета

Таблица 1

Расчетные модели	Расчетное уравнение $x(t)$, при $1 \le t \le 15$
Для минимального значения цены	$x_1(t) = 91{,}568 - 13{,}512\ t + 0{,}741\ t^2 - 0{,}013\ t^3$
Для среднего значения цены	$x_2(t) = 93{,}685 - 12{,}228\ t + 0{,}676\ t^2 - 0{,}013\ t^3$
Для максимального значения цены	$x_3(t) = 95{,}801 - 10{,}947\ t + 0{,}611\ t^2 - 0{,}014\ t^3$

выбиралась модель $x(t)$, по которой рассчитывали остаточную стоимость или стоимостной диапазон продажи автомобиля.

Главное достоинство такого подхода очевидно: он учитывает возможную цену покупки подержаного автомобиля потребителем.

Многочисленные исследования показали, что изменение $C_{ост}(t)$ носит случайный характер и зависит от многих факторов, а главное, они могут изменяться не только в течение года, но даже суток. Однако проведенные в последние годы исследования надежности отдельных деталей, узлов, агрегатов и отечественных автомобилей все-таки позволили получить достаточно достоверную информацию об эксплуатационных затратах в различных условиях эксплуатации. Например, получить уравнение, позволяющее определить среднегодовые переменные эксплуатационные затраты до капитального ремонта автомобилей ГАЗ, "Урал" и КамАЗ в зависимости от срока их эксплуатации и усовершенствовать модель процесса замены техники на основе МДП (формула № 2). При этом для обоснования периода T использования автомобиля применительно к результатам моделирования по показателю t (сроку замены) автор предлагает методику обоснования срока замены автомобиля при неопределенном (незаданном) периоде обеспечения, включающую три этапа и 10 блоков (см. рисунок).

Критерием, определяющим этот срок, взято следующее условие: срок, в течение которого сумма затрат на приобретение и эксплуатацию минимальна, замена автомобиля на идентичный новый не требуется.

В ходе первого из трех этапов осуществляется подготовка исходных данных, учитывающих особенности функционирования автомобиля (блок *1*), формируются функция изменения его остаточной стоимости (блок *2*) и шаговая целевая функция затрат. Эти данные в табличном виде вводятся в модель процесса замены автомобиля (блок *3*). Причем в период $T = T_г$ гарантийного срока эксплуатации автомобиля значение шаговых затрат $f_i(t, X_i = X^C)$ принимается равным нулю.

На втором этапе в соответствии с принципом оптимальности Беллмана строится вычислительная схема математической модели (блоки *4–7*) процесса замены автомобиля на основе МДП в обратном времени и определяется срок его замены.

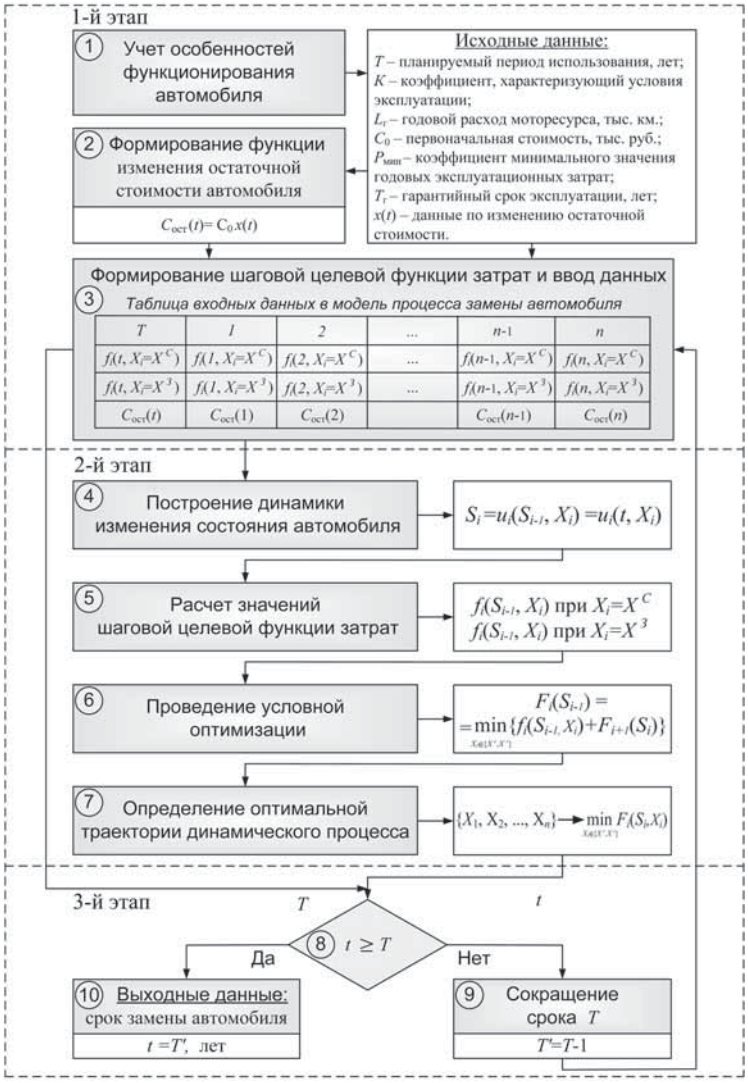
При этом в блоке *4* выполняется построение динамики изменения состояния автомобиля (формула № 3) с начала первого i-го года периода T (i-го шага по оси абсцисс) и возраста t (по оси ординат) до n-го шага включительно ($n = T$). Затем в блоке *5* на каждом i-м шаге по всем допустимым управлениям X_i рассчитываются значения шаговой целевой функции затрат (см. формулу № 2).

Расчет последовательности функции ведется в блоке *6* (формула № 4), исходя из принципа оптимальности Беллмана в соответствии с обратными рекуррентными уравнениями "с конца к началу", начиная с n-го до первого i-го шага (условная оптимизация). Далее в блоке *7* шагами "обратной прогонки" определяется оптимальная траектория динамического процесса, образуя цепочку шаговых управлений $X = \{X_1^*, X_2^*, X_3^*, \ldots, X_n^*\}$. И если она содержит только решения X^C, то для срока t замены автомобиля в планируемый период T его использования выполняется условие $t \ge T$.

Очевидно, что при повторяющихся циклах замены и эксплуатации автомобиля необходимо выбрать такой пе-

Таблица 2

№ формулы	Формула	Примечание
1	$C_{ост}(t) = C_0 x(t)$, при $1 \le t \le 15$	C_0 – стоимость нового автомобиля; t – его возраст; $x(t)$ – модель, отображающая изменение остаточной стоимости автомобиля от стоимости нового в зависимости от срока его эксплуатации, % (см. табл. 1)
2	$f_i(S_{i-1}, X_i) = f_i(t, X_i) = = \begin{cases} C_0\ 14{,}682 \cdot 10^{-5} P_{мин} L_г e^{0{,}353(t+1)}(3-2K), \\ \text{если } X_i = X^C; \\ C_0(1 + 14{,}682 \cdot 10^{-5} P_{мин} L_г e^{0{,}353}(3-2K) - x(t)), \\ \text{если } X_i = X^3 \end{cases}$	K – коэффициент, характеризующий условия эксплуатации (категорию дорожных условий эксплуатации, природно-климатические условия, тип и характер использования, условия и методы содержания автомобиля); $L_г$ – годовой расход моторесурса, тыс. км; $P_{мин}$ – расчетный коэффициент минимального значения переменных эксплуатационных затрат для данного семейства автомобиля
3	$S_i = \varphi_i(S_{i-1}, X_i) = \varphi_i(t, X_i) = = \begin{cases} t+1, & \text{если } X_i = X^C, \\ 1, & \text{если } X_i = X^3 \end{cases}$	S_i – состояние автомобиля на i-м шаге; S_{i-1} – состояние автомобиля к началу i-го шага; X_i – управляющая переменная с принимаемым решением
4	$F_i^*(S_{i-1}) = F_i^*(t) = = \min\{f_i(S_{i-1}, X_i) + F_{i+1}^*(S_i)\} = = \min_{x_i \in \{X^C, X^3\}} \begin{cases} C_0\ 14{,}682 \cdot 10^{-5} P_{мин} L_г e^{0353(t+1)} \times \\ \times (3-2K) + F_{i+1}^*(S_i), \\ \text{если } X_i = X^C; \\ C_0(1 + 14{,}682 \cdot 10^{-5} P_{мин} L_г e^{0{,}353} \times \\ \times (3-2K) - x(t)) + F_{i+1}^*(S_i), \\ \text{если } X_i = X^3 \end{cases}$	–



Методика обоснования срока замены автомобиля при неопределенном (незаданном) периоде обеспечения

риод T его использования, в течение которого его замена на идентичный новый не потребуется.

Для этого на третьем этапе в блоке *8* проверяется выполнение условия $t \geq T$. И если оно не выполняется, то осуществляется переход в блок *9*, где планируемый период T использования автомобиля сокращается на один год с последующим переходом в блок *3*.

Действия для заключительной части первого (ввод данных в модель в блоке *3*), второго (моделирование процесса замены автомобиля), третьего (проверка выполнения условия $t \geq T$ и сокращение периода его использования) этапов повторяются до тех пор, пока значения показателей t и T станут удовлетворять условию $t \geq T$. После этого осуществляется переход в блок *10*, который выводит результат применения методики в виде рационального $t = T$ срока (периода) замены автомобиля.

Таким образом, рассмотренная выше методика обоснования срока замены автомобиля при неопределенном периоде обеспечения в зависимости от условий эксплуатации, интенсивности использования, возможной (рыночной) остаточной стоимости позволяет по критерию минимума затрат на приобретение и эксплуатацию за весь срок (период) в виде их суммы годовых составляющих определить рациональный срок его замены. Она обладает, по сравнению с другими методиками, рядом несомненных достоинств. Это, прежде всего, ее простота, а также доступность исходных данных; возможность использования различных целевых функций; наглядность; достаточно высокая точность; относительно небольшая трудоемкость выполнения расчетов.

Практическое ее применение позволило, например, разработать научно обоснованные рекомендации по срокам замены автомобилей ГАЗ, "Урал" и КамАЗ, исходя из установленных для них годовых норм расхода моторесурсов, принятых условий эксплуатации ($0,5 \leq K \leq 1,00$), а также возможной (рыночной) остаточной их стоимости. (В качестве примера можно привести табл. 3, где дан фрагмент базы данных по срокам замены автомобиля "Урал" с $L_г$ = 15,2 тыс. км.)

Оценка рассчитанных сроков замены показала, что в случае стратегии интенсивной эксплуатации рассматриваемых отечественных автомобилей необходимости в проведении капитального их ремонта до их замены нет. Другими словами, их нужно менять при пробегах, меньших пробегов, при которых такой ремонт обязателен. Например, решение о замене автомобиля "Урал" (при $L_г$ = 15,2 тыс. км и K = 0,5) с максимальной остаточной стоимостью $x_3(t)$ следует принимать уже через 5 лет. В то же время в зависимости от спроса и региона эксплуатации менять этот автомобиль, если его средняя остаточная стоимость равна $x_2(t)$, следует через 6 лет, а с минимальной остаточной стоимостью $x_1(t)$ – через 7 лет. И вообще надо иметь в виду, что рассчитанный срок замены автомобиля в условиях неопределенного периода обеспечения является максимальным сроком его эксплуатации до замены и периодом обеспечения ($t = T$). Поэтому по истечению этого периода (времени) использования автомобиль подлежит замене на более совершенный в техническом отношении.

И последнее. Рассмотренная методика обоснования срока замены автомобиля хотя и является слишком укрупненной, но, тем не менее, дает возможность с определенной степенью точности учитывать различные условия его работы. Следовательно, может использоваться как в научных исследованиях, так и большинством АТП, которым не по силам широкомасштабные и дорогостоящие наблюдения и систематизация необходимых для разработки или корректировки системы данных об эксплуатационных затратах по изменению остаточной стоимости автомобилей.

Таблица 3

Семейство автомобилей	$L_г$, тыс. км	Модель $x(t)$	Срок замены образца, лет, в зависимости от условий эксплуатации (коэффициента K)				
			$t = 5$	$t = 6$	$t = 7$	$t = 8$	$t = 9$
"Урал"	15,2	$x_1(t)$	–	–	0,50...0,67	0,68...0,85	0,86...1,00
		$x_2(t)$	–	0,50...0,63	0,64...0,80	0,81...0,95	0,96...1,00
		$x_3(t)$	0,50...0,66	0,67...0,80	0,81...0,94	0,95...1,00	–

-факты

ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ ПРЕДПРИЯТИЯМИ РОССИИ В ПЕРВОМ КВАРТАЛЕ 2013 г.
(По информации ОАО "Автосельхозмаш-холдинг")

Предприятие-изготовитель	Март 2013 г.	Март 2012 г.	Прирост, %	Январь–март 2013 г.	Январь–март 2012 г.	Прирост, %
ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
Группа "ЗИЛ"						
ЗИЛ	44	81	–45,7	44	457	–90,4
* Смоленский ААЗ	1	15	–93,3	18	48	–62,5
Группа "ГАЗ"						
АЗ "ГАЗ"	7 567	7 184	5,3	15 224	15 048	+1,2
АЗ "Урал"	543	734	–26,0	1 208	1 736	–30,4
* Саранский завод автосамосвалов (САЗ)	121	98	+23,5	197	209	–5,7
Группа "КамАЗ"						
КамАЗ	4 075	4 646	–12,3	9 821	12 630	–22,2
НефАЗ:						
* *автосамосвалы*	1	2	–50,0	1	2	–50,0
** *самосвальные установки*	1 049	1 318	–20,4	2 613	3 339	–21,7
"Мерседес-Бенц Тракс Восток" (Набережные Челны)	240	188	+27,7	609	360	+69,2
"Фузо КамАЗ Тракс Рус" (Набережные Челны)	–	245	–	228	724	–68,5
УАЗ, в том числе:	2 265	1 846	+22,7	5 592	5 166	+8,2
грузовые	1 090	587	+85,7	2 178	1 468	+51,6
специальные	1 175	1 259	+6,7	3 414	3 698	–7,7
"Соллерс-Исузу"	–	–	–	24	–	–
"Форд Соллерс Елабуга"	1 238	203	+509,9	3 183	1 118	+184,7
"Соллерс-Елабуга"	–	439	–	–	986	–
"БАУ Мотор Корпорэйшн", "БАУ-Рус Моторс Корпорэйшн"	365	154	+131,2	584	387	+50,9
ОАГ ("Ижевский АЗ")	–	354	–	–	858	–
БАЗ	12	8	+50,0	35	26	+34,6
Группа компаний "Автотор"	–	–	–	20	–	–
"Вольво Восток"	303	829	–63,4	645	1 459	–55,8
МЗ "Тонар"	1	29	–96,6	3	34	–92,2
"ИВЕКО-АМТ"	64	49	+30,6	168	115	+46,1
ПСА "ВИС-авто"	350	301	+16,3	853	740	+15,3
"Скания-Питер"	93	205	–54,6	230	205	+12,2
"Катерпиллар Тосно" *(внедорожные самосвалы)*	10	5	+100,0	19	5	+280,0
* Другие предприятия Санкт-Петербурга	2	11	–81,8	11	17	–35,3
"Комацу Мэнуфэкчуринг Рус" (Ярославская обл.)	3	–	–	9	–	–
* "Бецема"	27	140	–80,7	171	342	–50,0
* Великолукский завод" "Лесзозмаш"	–	–	–	1	1	0,0
* Филиал "Машзавод" (Тверская обл.)	3	–	–	6	–	–
ЗТО "Камея" (Нижегородская обл.)	334	175	+90,9	503	313	+60,7
* "Спектр авто"	76	102	–25,5	359	268	+34,0
* "Чайка-НН", в том числе:	76	49	+55,1	172	182	–5,5
на оригинальных шасси собственного производства	45	35	+28,6	106	140	–24,3
* РИАТ	38	84	–54,8	64	171	–62,6
ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
Группа "АвтоВАЗ"						
ВАЗ	39 535	50 257	–21,3	120 115	125 950	–4,6
ОАГ (Ижевский АЗ)	5 176	1 441	+259,2	12 127	4 391	+176,2

Предприятие-изготовитель	Март 2013 г.	Март 2012 г.	Прирост, %	Январь–март 2013 г.	Январь–март 2012 г.	Прирост, %
ПСА "Бронто"	22	44	–50,0	47	69	–31,9
"Супер-авто"	478	600	–20,3	1 401	1 600	–12,4
"GM-АвтоВАЗ"	5 143	5 540	–7,2	14 105	15 045	–6,2
Группа компаний "Автотор"	18 884	22 742	–17,0	56 888	56 065	+1,5
"Автофрамос"	17 218	15 294	+12,6	48 022	41 131	+16,8
ИМС (Московская обл., Раменский р-н)	1 805	1 813	–0,4	5 895	5 234	+12,6
УАЗ	2 568	3 165	–18,9	6 742	7 767	–13,2
"Форд Соллерс Елабуга"	913	21	+4247,6	1 243	782	+59,0
"Соллерс-Елабуга"	–	73	–	–	207	–
Предприятия Приморского края	1 635	2 615	–37,5	8 119	6 745	+20,4
"Соллерс-Дальний Восток"	33	2 615	–98,7	2 144	6 745	–78,2
"Соллерс-Буссан"	372	–	–	454	–	–
"Мазда Соллерс Мануфэкчуринг Рус"	1 230	–	–	5 521	–	–
Предприятия Ростовской области, в том числе:	796	1 238	–35,7	1 583	2 269	–30,2
ТагАЗ, филиал	123	1 027	–88,0	494	1 798	–72,5
"ТагАЗ Интернэшнл"	275	211	30,3	300	471	–36,3
"Эйч Ти авто"	398	–	–	789	–	–
АК "Дервейс"	4 366	2 452	78,1	6 395	7 826	–18,3
"Чеченавто"	160	122	31,1	160	122	+31,1
"Форд Мотор Компани"	7 349	10 728	–31,5	22 139	28 640	–22,7
Предприятия Санкт-Петербурга ("Дженерал Моторз авто", "Тойота Мотор Мануфэкчуринг Россия", "Хёндэ Мотор Мануфэкчуринг Рус", "Ниссан Мэнуфэкчуринг Рус")	34 527	32 757	+5,4	100 313	91 276	+9,9
Предприятия Калужской области, в том числе:	19 318	21 203	–8,9	52 236	55 530	–5,9
"Фольксваген Груп Рус"	14 694	16 638	–11,7	40 333	42 239	–4,5
"ПСМА Рус"	4 624	4 565	1,3	11 903	13 291	–10,4
АВТОБУСЫ						
НефАЗ, в том числе:	54	37	+45,9	126	108	16,7
* *вахтовые автобусы*	–	–	–	1	–	–
Группа "ГАЗ"						
АЗ "ГАЗ"	924	1 469	–37,1	2 290	2 840	–19,4
АЗ "Урал"	28	66	–57,6	60	158	–62,0
"Русские автобусы-группа ГАЗ", в том числе:	1 070	1 030	+3,9	2 294	2 643	–13,2
ПАЗ	857	864	–0,8	1 932	1 880	+2,8
ЛиАЗ	128	96	+33,3	190	566	–66,4
ГолАЗ	25	7	+257,1	62	20	+210,0
КАвЗ	60	63	–4,8	110	177	–37,9
УАЗ	861	1 305	–34,0	2 502	2 803	–10,7
"Форд Соллерс Елабуга"	12	5	140,0	31	32	–3,1
"Соллерс-Елабуга"	–	4	–	–	5	–
ВАП "Волжанин"	42	159	–73,6	50	285	–82,5
СТ "Нижегородец"	666	338	+97,0	1 825	1 080	+69,0
"КамАЗ-Марко"	7	–	–	22	–	–
ПКФ "Луидор"	531	362	46,7	1 215	882	+37,8
"Кузбасс-авто"	17	19	–10,5	17	36	–52,8
"Ирито"	310	37	+737,8	851	220	+286,8
"Промтех" (Нижегородская обл.)	233	55	+323,6	639	277	+130,7
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
"Тролза"	17	4	+325,0	77	13	+492,3
"Транс Альфа Электро"	7	4	75,0	18	8	+125,0
Башкирский ТЗ	–	1	–	5	11	–54,5

* – на шасси других отечественных изготовителей; ** – в общий итог не входит.

УДК 621.43

ГОМОГЕНИЗАЦИЯ ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В ДВС, РАБОТАЮЩЕМ ПО ЦИКЛУ ОТТО–ДИЗЕЛЯ

А.В. КАМЕННЫЙ, кандидаты техн. наук А.В. КОСТЮКОВ и А.Р. МАКАРОВ, М.Е. ПУСТЫНЦЕВ
Университет машиностроения (МАМИ) (495. 223-05-23)

Рассматриваются факторы, влияющие на процесс гомогенизации топливовоздушной смеси в ДВС, работающем по циклу Отто–Дизеля.
Ключевые слова: *самовоспламенение гомогенного заряда от сжатия, смесеобразование и испарение топлива, объемный характер течения с фазовым переходом, математическое моделирование.*

Kamennyy A.V., Kostukov A.V., Makarov A.R., Pustyntsev M.E.

HOMOGENIZATION OF THE AIR-FUEL MIXTURE IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE, WHICH OPERATES OF THE OTTO–DIESEL CYCLE

The factors influencing the process of homogenization air-fuel mixture in the engine that operates on the Otto–Diesel cycle are considered in this work.
Keywords: *homogeneous charge compression ignition, mixing and evaporation of the fuel, volumetric flow pattern with a phase transition, mathematical modeling.*

Одним из перспективных методов организации рабочего процесса ДВС является, как известно, рабочий процесс с воспламенением гомогенного заряда от сжатия – HCCI-процесс (цикл) Отто–Дизеля. При этом гомогенная смесь образуется в системе топливоподачи так же, как и в двигателях с искровым зажиганием, в которых используются системы впрыскивания под низким давлением во впускной коллектор или непосредственный впрыск с очень ранним углом опережения топливоподачи.

Принципиальным отличием такого процесса от классических процессов в дизелях и бензиновых двигателях заключается в том, что организуется одновременное многоочаговое воспламенение и горение заряда по всему объему камеры сгорания, а не во фронте пламени гомогенной или гетерогенной смеси. В этом случае температура горения гомогенного заряда, воспламеняемого от сжатия, получается в 1,5–2 раза ниже температуры горения заряда во фронте пламени классических ДВС, а ее поле в камере сгорания – однородное, что обеспечивает низкую концентрацию оксидов азота в отработавших газах [1]. Кроме того, КПД процесса оказывается выше, поскольку время тепловыделения по сравнению как с дизелями, так и с двигателями с искровым зажиганием меньше, а горение гомогенной смеси при $\alpha > 2$ не приводит к образованию сажи.

Наконец, двигатели с HCCI-процессом могут работать на большинстве традиционных и альтернативных видов топлива – дизельном, бензине, природном и сжиженном газах, спиртах, диметиловом эфире и др. Причем требования к топливу сводятся к возможности образования гомогенной топливовоздушной смеси и к обеспечению таких условий в камере сгорания, при которых она самовоспламеняется вблизи ВМТ. Управление моментом смесевоспламенения – основная проблема при создании серийных образцов ДВС с HCCI-процессом, от решения которой зависит, станут ли эти двигатели доминировать на потребительском рынке.

Необходимый температурный режим для самовоспламенения может быть также частично обеспечен варьированием температуры элементов камеры сгорания. Например, авторы работы [2] установили, что температура внутренней поверхности рабочего объема цилиндра заметно влияет на момент воспламенения и динамику развития процесса сгорания. В результате этот момент, зависящий от температуры топливовоздушной смеси, изменяется. Одновременно изменяется и закон выгорания топлива, который определяется в основном температурой смеси.

Таким образом, для организации HCCI-процесса сгорания по циклу Отто–Дизеля необходимо сначала проанализировать состояние топливовоздушной смеси к моменту ее самовоспламенения и разработать рекомендации по интенсификации ее гомогенизации.

Задача смесеобразования и испарения топлива в ДВС в настоящее время решается с помощью методик, не учитывающих объемный характер течения топливовоздушной смеси в цилиндре [3]. Но ведь хорошо известно, что в цилиндре двигателя течение смеси крайне неравномерно, и, следовательно, его влияние на процесс ее гомогенизации может быть весьма значительно. Поэтому для решения поставленной задачи авторы в качестве физической модели взяли модель объемную – цилиндр двигателя с двигающимся в нем поршнем, в который на такте всасывания через клапан подается воздух с каплями распыленного топлива. Считалось, что стенки цилиндра, днище поршня и впускной клапан были горячими, а входящая в цилиндр смесь греется, в результате чего топливо сразу же начинает испаряться. На такте сжатия процесс испарения топлива продолжается, но уже в основном за счет подвода к нему теплоты, выделяющейся при сжатии рабочего тела.

Таким образом, физическая модель процесса смесеобразования представляла собой нестационарное объемное вязкое сжимаемое с подводом теплоты течение трехкомпонентной (воздух, жидкая и газообразная фазы топлива) двухфазной среды с фазовыми переходами в цилиндре на тактах впуска и сжатия. Течение этой среды в цилиндре имеет ярко выраженный турбулентный характер.

Прямое решение уравнений Навье–Стокса для такого потока в настоящее время возможно только

при использовании методов с чрезвычайно мелким разбиением (мелкой сеткой) расчетной области, достаточным для разрешения турбулентных вихрей наименьших размеров, что пока не под силу даже самым мощным современным ЭВМ. Поэтому нужны альтернативные методы моделирования турбулентных потоков. Среди них метод осреднения уравнений Навье–Стокса по правилам Рейнольдса (RANS) и метод "фильтрации" [4], который, по сути, заключается в добавлении так называемых фильтрующих уравнений, служащих для исключения из расчета вихрей, размер которых меньше ячеек сетки конечных элементов. Правда, применение такого метода крайне ограничено в связи с требуемыми большими вычислительными ресурсами. Что же касается метода осреднения уравнений Навье–Стокса по Рейнольдсу, то он активно используется для решения широкого круга инженерных задач. В частности, для одной такой из наиболее простых, как двухпараметрическая модель турбулентности, в которой решаются два уравнения переноса, определяющие турбулентную кинетическую энергию и скорость диссипации [5].

Ошибкоустойчивость, экономичность и разумная точность для широкого диапазона турбулентных потоков делает метод осреднения уравнений Навье–Стокса по Рейнольдсу одним из наиболее применимых и при решении задач, связанных с течениями в цилиндрах поршневых двигателей. Но следует иметь в виду, что постоянные коэффициенты для данной модели турбулентности получены опытным путем, поэтому она – полуэмпирическая.

В целом процесс течения топливовоздушной смеси с фазовым переходом топлива в цилиндре поршневого двигателя, работающего по циклу Отто–Дизеля, описывается семью уравнениями [6]: неразрывности; суммы относительных объемов компонентов смеси; Навье–Стокса; переноса кинетической энергии и скорости диссипации; энергии; диффузии для многофазной многокомпонентной среды; интенсивности передачи теплоты в трехкомпонентном потоке. Одновременно с расчетом течения и испарения топлива решается и сопряженная задача – нестационарной теплопроводности в твердом теле (клапане) с внешним подводом теплоты (теплообмен с движущейся топливовоздушной смесью).

Для решения описанной выше системы уравнений авторы использовали метод конечных элементов. Основные допущения, принимаемые в расчетной модели, сводились к следующему: капли топлива на входе в цилиндр – сферической формы и одинакового размера; температуры поверхностей поршня, цилиндра и камеры сгорания в процессе расчета не меняются; передача теплоты излучением не учитывается.

Расчетная модель (цилиндр, открытый клапан и двигающийся поршень) на такте впуска показана на рис. 1, а на такте сжатия – на рис. 2.

Расчетную модель разбивали на конечные элементы в сеточном генераторе ICEM CFD. В связи с моделированием движения поршня сетка конечных элементов выполнялась деформируемой, переменной жесткости. Причем более жесткая сетка была в

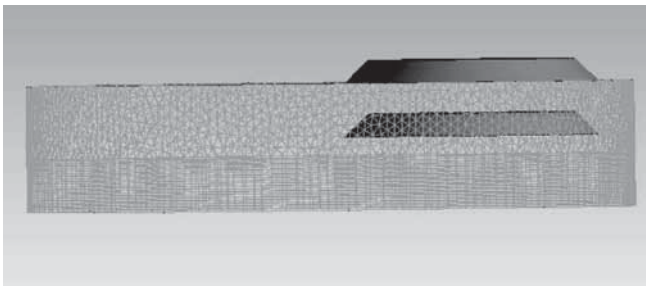


Рис. 1. Расчетная модель для течения топливовоздушной смеси и испарения топлива на такте впуска

области клапана, так как она здесь весьма неравномерная и при ее больших деформациях форма элементов становится недопустимой, и менее жесткая – в средней и нижней частях цилиндра.

В качестве граничных условий при расчете такта впуска задавались полное (атмосферное) давление, температура топливовоздушной смеси на входе в расчетную модель (температура воздуха и жидкого топлива задавалась раздельно) и средний диаметр капель на входе в цилиндр. Кроме того, ограничивались температуры стенки цилиндра, камеры сгорания, поршня и скорость его движения; относительные объемы воздуха и жидкого топлива на входе в модель. Граничные же условия на такте сжатия практически совпадали с аналогичными условиями для такта

Рис. 2. Расчетная модель для течения топливовоздушной смеси и испарения топлива на такте сжатия

впуска, за исключением входа в модель, который на такте сжатия отсутствует.

В качестве начальных условий только для такта впуска брались температура клапана (для такта сжатия клапан отсутствует); результаты расчета такта впуска (для расчета такта сжатия) – температурные, скоростные поля и др. Температура кипения жидкой фазы топлива задавалась в виде зависимости от давления, а теплофизические свойства воздуха и топлива – в зависимости от температуры.

Авторы проводили расчеты на мощном шестиядерном персональном компьютере (оперативная память 12 Гб) с процессором Core i7 extreme 990X. Тем не менее затраты времени на расчет каждого такта, в связи с нестационарностью рассчитываемого процесса, закладываемой деформацией сетки конечных элементов (необходимой для моделирования движения поршня) и большой сжимаемостью топливовоздушной смеси на такте сжатия были весьма велики. Поэтому пришлось использовать более грубую сетку. Что, естественно, привело к погрешностям в некоторых расчетах величин массовых компонентов смеси при переходе с расчета такта впуска на расчет такта сжатия. Грубостью и деформацией сетки можно объяснить также и то, что расчеты тактов сжатия удалось выполнить лишь частично (примерно на 70 %). Тем не менее проведенными расчетами удалось оценить влияние различных факторов (температуры поршня, частоты вращения и т.д.) на интенсивность испарения и, исходя из них, сформулировать рекомендации для повышения эффективности процесса гомогенизации топливовоздушной смеси в двигателе, работающем по циклу Отто–Дизеля.

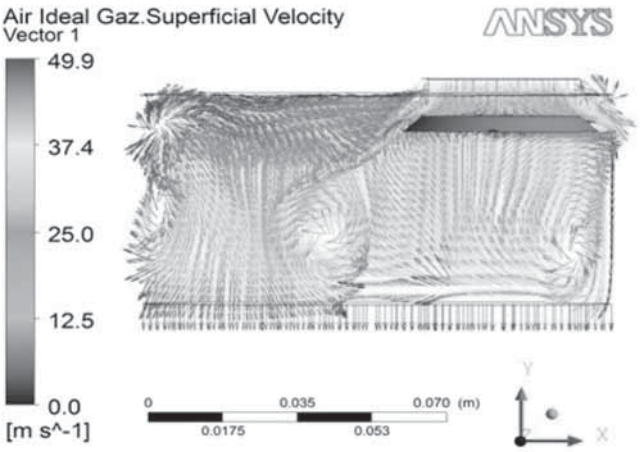


Рис. 3. Поле векторов скоростей воздуха в цилиндре на такте впуска ($t_{сж}$ = 0,001 с)

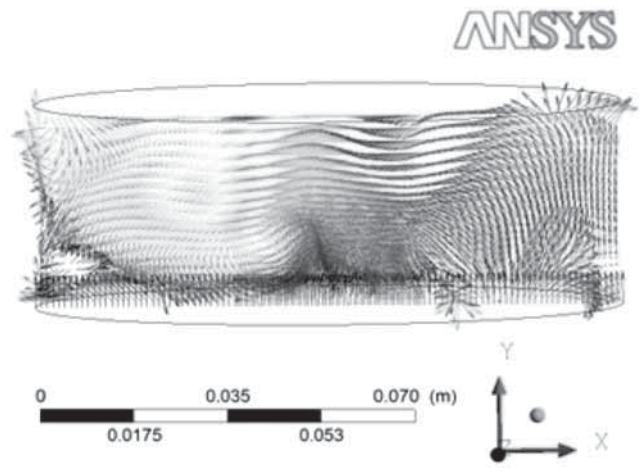


Рис. 4. Поле скоростей воздуха в цилиндре на такте сжатия ($t_{сж}$ = 0,021 с)

В качестве объекта расчетного исследования использовался одноцилиндровый поршневой двигатель, имеющий номинальную частоту вращения коленчатого вала 2000 мин$^{-1}$, объем цилиндра – 1300 см^3 и степень сжатия – 20. В качестве исходных данных были приняты: частота вращения – с варьированием от 1000 до 2000 мин$^{-1}$, температуры стенки цилиндра, клапана и камеры сгорания – 433, 673 и 523 К (160, 400 и 250 °С), т.е. в соответствии с типичным тепловым состоянием элементов поршневых двигателей [5]; температура поршня – с варьированием от 553 до 773 К (от 280 до 500 °С), температура компонентов топливовоздушной смеси на входе в клапан от 303 до 333 К (от 30 до 60 °С); относительные объемы воздуха и жидкого топлива, входящие в цилиндр, брались равными 0,99985 и 0,00015; средний диаметр капель топлива на входе в цилиндр – 0,10 и 0,03 мм, что согласуется с давлением перед форсункой – 0,6 и 60 МПа (60 и 600 кгс/см^2). То есть диаметр капли 0,03 мм может быть получен при использовании серийного ТНВД, в то время как капли диаметром 0,10 мм вполне соответствуют топливной аппаратуре бензинового двигателя.

Результаты математического моделирования процессов смесеобразования топливовоздушной смеси представлены на рис. 3–6. Например, векторные поля скоростей воздуха (см. рис. 3 и 4) свидетельствуют о наличии крайне неравномерного характера движе-

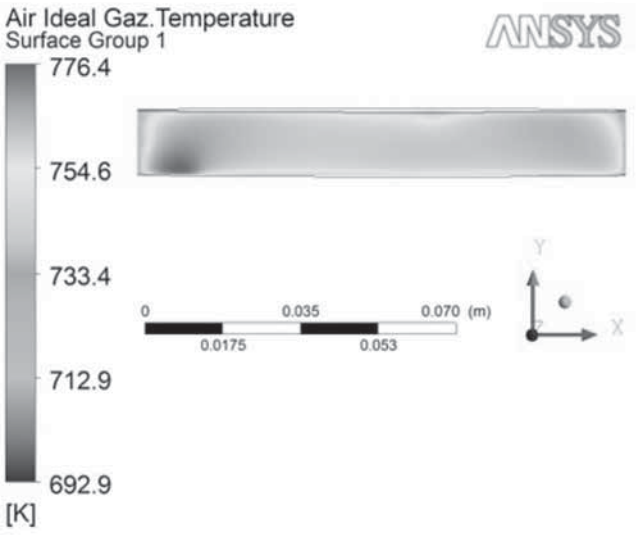


Рис. 5. Температурное поле топливовоздушной смеси на такте сжатия ($t_{сж}$ = 0,028 с)

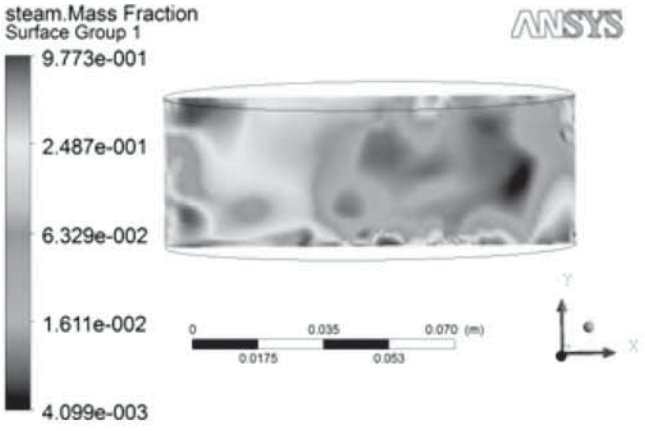


Рис. 6. Распределение относительной массы испарившегося в цилиндре топлива на такте сжатия ($t_{сж}$ = 0,021 с)

ния воздуха в цилиндре двигателя на тактах впуска и сжатия. Это подтверждает правильность подхода при разработке математической модели, учитывающего объемный турбулентный характер течения смеси в цилиндре.

Количество испарившегося топлива на такте впуска вполне соизмеримо с количеством испарившегося топлива на такте сжатия. При этом наблюдалось следующее.

Увеличение частоты вращения коленчатого вала с 1000 до 2000 мин$^{-1}$ снижало массу неиспарившегося топлива практически пропорционально росту этой частоты, т.е. сокращению времени. На такте впуска относительная масса испарившегося топлива уменьшалась с 0,0019 до 0,00036, а на такте сжатия – с 0,027 ($t_{сж}$ = 0,051 с) до 0,00825 ($t_{сж}$ = 0,026 с). (Время 0,051 и 0,026 с примерно соответствует одному и тому же положению поршня в цилиндре при частотах вращения вала 1000 и 2000 мин$^{-1}$.)

Уменьшение диаметра капель с 0,1 до 0,03 мм приводит к росту относительной массы испарившегося топлива на такте впуска с 0,0019 до 0,0035, а на такте сжатия – с 0,027 до 0,055 (сравнение в момент времени 0,051 с).

При повышении температуры поршня с 553 до 773 К (с 280 до 500 °С) относительная масса испарившегося топлива на такте впуска увеличивается с 0,0043 до 0,1190, а на такте сжатия (при $t_{сж}$ = 0,048 с) с 0,0132 до 0,0902.

Наиболее сильное влияние на процесс гомогенизации оказывает повышение температуры входящего в цилиндр жидкого топлива. Так, когда входящие в цилиндр воздух и топливо имеют температуру 323 К (50 °С), относительная масса испарившегося топлива на такте всасывания составляет 0,0035, а при температурах воздуха 303 К (30 °С) и топлива 333 К (60 °С) достигает величины 0,00415.

На такте сжатия разница в количестве испарившегося топлива увеличивается: при температуре смеси 323 К (50 °С) относительная его масса равна 0,05, а при $t_{сж}$ = 0,051 с и температурах воздуха 303 К (30 °С) и топлива 333 К (60 °С) – 0,11.

Таким образом, наиболее сильное влияние на процесс гомогенизации топливовоздушной смеси оказывает степень ее разогрева на поверхности поршня. И ее следует повышать до 773 К (500 °С) и более. Например, за счет установки на поршень накладки из жаропрочной стали с низким коэффициентом теплопроводности или нанесения на него керамического покрытия. Что и подтверждено результатами экспериментальных исследований на установке ИТ9-2 одноцилиндрового ДВС при его работе по циклу Отто–Дизеля: устойчивое самовоспламенение топливовоздушной смеси было получено только после установки на поршень накладки из жаропрочной стали.

Результаты проведенных вариантных расчетов процесса смесеобразования на тактах впуска и сжатия в цилиндре поршневого двигателя, работающего по циклу Отто–Дизеля, доказывают и то, что мелкость распыла топлива и температура входящей в цилиндр топливовоздушной смеси на процесс гомогенизации топливовоздушной смеси тоже влияют довольно существенно. Особенно – на такте впуска. Поэтому впрыскивать топливо желательно именно в начале этого такта.

Увеличение температуры топлива на входе в цилиндр, в отличие от увеличения температуры воздуха, не ведет к существенному снижению мощности и эффективности двигателя. Поэтому интенсификация процесса гомогенизации топливовоздушной смеси посредством подогрева топлива перед его подачей в цилиндр представляется весьма перспективной. Тем более что он не только эффективен, но и безопасен, если его осуществлять, например, горячим теплоносителем, взятым из системы охлаждения двигателя.

Литература

1. Гусаков С.В., Махмуд Мохаммед Эль Гобаши Эль Хачар. Опыт моделирования рабочего процесса ДВС с воспламенением гомогенного заряда от сжатия // Вестник Российского университета дружбы народов. 2004. № 2. (9).
2. Калмалтдинов В.Г., Марков В.А. Влияние температуры огневой поверхности цилиндра на процесс сгорания и показатели рабочего цикла HCCI двигателя // Грузовик. 2010. № 12.
3. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
4. Брэдшоу П. Турбулентность. М.: Машиностроение, 1981.
5. Jones W.P., Launder B.E. The calculation of low-Reynolds number phenomena with a two-equation model of flow near a spinning disc // Letters in Heat and Mass transfer. – 1974. 1. № 2.
6. H. Enwald, E. Peirano and A.E. Almstedt, "Eulerian Two-Phase Flow Theory Applied to Fluidisation", Int. J. Multiphase Flow, 22 Suppl. P. 21–66, 1996.

УДК 629.017

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АСПЕКТ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МАНЕВРЕННОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук М.А. ПОДРИГАЛО,
канд. техн. наук Д.М. КЛЕЦ
Харьковский НАДУ (10-380-57. 707-37-33)

Определен требуемый запас мощности двигателя автомобиля с позиций обеспечения требуемых показателей маневренности. Обобщено понятие КПД автомобиля при его повороте.
Ключевые слова: *автомобиль, мощность, маневренность, КПД.*

Podrigalo M.A., Klets D.M.

POWER ASPECT OF VEHICLE MANEUVERABILITY MAINTENANCE

Vehicle engine power demanded stock from positions of maneuverability demanded indicators maintenance is defined. The concept of vehicle efficiency on a case of its turn is generalized.
Keywords: *vehicle, power, maneuverability, efficiency.*

В настоящее время отмечается рост удельной мощности автомобилей, что можно объяснить, с одной стороны, увеличением их максимальных конструктивных скоростей движения и улучшением их комфортабельности (ростом числа потребителей энергии двигателя, обеспечивающих функции, не связанные непосредственно с движением), а с другой – необходимостью повышения их маневренности, потому что дополнительный запас мощности двигателя улучшает динамические свойства автомобиля, является его квалиметрической характеристикой [1]. Так что совсем не случайно авторы работ [2 и др.] запас мощности двигателя связали с приемистостью (динамикой разгона) автомобиля. Скажем, А.А. Токарев для оценки этой связи ввел понятие "коэффициент приемистости", а один из авторов статьи, М.А. Подригало, – аналогичное ему понятие "коэффициент η полезного действия автомобиля". Оба коэффициента подсчитываются по одной и той же формуле № 1, приведенной в таблице. При этом при выполнении квалиметрии целесообразно, определяя КПД автомобиля, мощность двигателя N_e принимать равной максимальной его мощности $N_{e_{\max}}$.

Такова суть энергетического подхода к оценке маневренности автомобиля. Конкретные же варианты этого подхода весьма многообразны. Например, при маневре "разгон автомобиля" мощность $N_{\text{р}}$ двигателя, входящая в формулу № 1, рассчитывается по формуле № 2. В свою очередь КПД трансмиссии дает формула № 3, а динамический ее КПД, учитывающий потери на разгон вращающихся ее масс и масс двигателя, – формула № 4. Наконец, коэффициент $\delta_{\text{вр}}$ учета этих масс можно вычислить по формуле № 5.

Но при проектировании автомобилей необходимо создавать запас мощности двигателя, необходимый не только для их разгона, но и для поворота, а также для обеспечения устойчивости установившегося поступательного движения автомобиля при резком увеличении сопротивления его движению. В данной статье авторы рассматривают не все типы движения, а лишь один – движение автомобиля на повороте.

Для этого они установили, что сумма касательных реакций на жестких в боковом направлении передних ($R_{\text{к}_1}$) и задних ($R_{\text{к}_2}$) колесах автомобиля имеет вид формулы № 6, а с учетом распределения нормальных реакций – формулы № 7. Причем последняя является универсальной и позволяет определять суммарную касательную реакцию $R_{\text{к}}$ (формула № 8) для автомобилей с приводом на все, только на задние или только на передние колеса. Однако следует иметь в виду, что она справедлива в случае, если суммы касательных ($R_{\text{к}_1}$ и $R_{\text{к}_2}$) и боковых ($R_{\text{б}_1}$ и $R_{\text{б}_2}$) реакций не превосходят значений предельных сил по сцеплению на передней и задней осях (формулы № 9). В противном случае происходит боковое скольжение колес либо передней, либо задней осей.

Независимо от схемы привода ведущих колес автомобиля (полный, передний или задний) взаимосвязь между суммарной касательной реакции $R_{\text{к}}$ и суммарной тяговой силой $P_{\text{к}}$ определяется по формуле № 10. При этом силу $P_{\text{к}}$ при движении автомобиля на повороте можно найти, применив принцип суперпозиции в механике, и с учетом силы сопротивления воздуха (формула № 11). Затем, подставляя ее в формулы № 7 и № 10, получим формулу № 12.

Радиус R поворота автомобилей с жесткими в боковом направлении колесами определяется по формуле № 13, а мощность N_e двигателя, затрачиваемая на движение автомобиля при повороте, – по формуле № 14.

Анализ структуры управления показывает, что составляющая N_{e_1} мощности двигателя (формула № 15) используется для обеспечения установившегося прямолинейного движения автомобиля, а дополнительная составляющая N_{e_2} (формула № 16) – для обеспечения установившегося поворота автомобиля с угловой скоростью ω_Z и линейной скоростью v_a. Составляющая же мощности N_{e_3} (формула № 17) – это мощность, необходимая для поддержания созданного рулевым управлением требуемого управляющего воздействия $\frac{d\omega_Z}{dt}$ при повороте.

На рис. 1–4 показана технология определения реализуемой мощности двигателя при движении на повороте трехосного грузового автомобиля КрАЗ-6322. При этом рис. 1 отображает изменение угловых скорости (ω) и ускорения (ε) при входе этого автомобиля в поворот радиусом 30 м со скоростью 20 км/ч при N_{e_1} = 16,07 кВт, рис. 2–4 –

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\eta = \frac{N_{\text{р}}}{N_e}$	$N_{\text{р}}$ – мощность двигателя, используемая для разгона автомобиля; N_e – развиваемая мощность двигателя
2	$N_{\text{р}} = m_{\text{а}} \text{v}_{\text{а}} \dot{\text{v}}_{\text{а}} / \eta_{\text{тр}}$	$m_{\text{а}}$ – масса автомобиля; $\text{v}_{\text{а}}$, $\dot{\text{v}}_{\text{а}}$ – его линейные скорость и ускорение; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии
3	$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{тр}}^{\text{ст}} \eta_{\text{тр}}^{\text{кин}} \eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}$	$\eta_{\text{тр}}^{\text{ст}}$ – статический КПД трансмиссии, учитывающий потери на сухое трение в ней; $\eta_{\text{тр}}^{\text{кин}}$ – кинетический КПД, учитывающий потери на перемешивание масла в картерах агрегатов трансмиссии (потери на вязкое трение); $\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}$ – динамический КПД, учитывающий потери на разгон вращающихся масс трансмиссии и двигателя
4	$\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} \cong \frac{1}{1 + \frac{I_{\text{пр}}}{m_{\text{а}} r_{\text{д}}^2}} = \frac{1}{\delta_{\text{вр}}}$	$I_{\text{пр}}$ – приведенный к ведущим колесам автомобиля момент инерции вращающихся масс трансмиссии и двигателя; $r_{\text{д}}$ – динамический радиус ведущих колес автомобиля (принимается одинаковым для всех колес); $\delta_{\text{вр}}$ – коэффициент учета вращающихся масс трансмиссии и двигателя
5	$\delta_{\text{вр}} = 1{,}03 + 0{,}05\, u_{\text{к}}^2$	$u_{\text{к}}$ – передаточное число коробки передач
6	$R_{\text{к}_2} + R_{\text{к}_1} \sec\bar{\alpha} = m_{\text{а}} \left\{ \left[1 + \frac{(b^2 + i_Z^2 + f\,b\,h)\,\text{tg}^2\,\bar{\alpha}}{L^2} \right] \times \frac{d\,\omega_Z}{d\,t} L\,\text{ctg}\,\bar{\alpha} + \text{v}_{\text{а}}^2 \frac{h}{L^2}\,\text{tg}^2\,\bar{\alpha} \right\}$	$R_{\text{к}_2}$; $R_{\text{к}_1}$ – касательные реакции дороги на передних и задних колесах автомобиля; $\bar{\alpha}$ – средний угол поворота направляющих колес; L – база автомобиля; b – расстояние от задней оси до проекции центра масс автомобиля на плоскость, проходящую через оси передних и задних колес; i_Z – радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси; h – высота центра масс; f – коэффициент сопротивления качению колес; ω_Z и $\frac{d\,\omega_Z}{d\,t}$ – угловая скорость и угловое ускорение автомобиля в плоскости дороги
7	$R_{\text{к}_2} + R_{\text{к}_1} \sec\bar{\alpha} = m_{\text{а}} \left\{ \left[1 + \frac{b^2 + i_Z^2 + fb\,(h - r_{\text{д}})}{L^2}\,\text{tg}^2\,\bar{\alpha} \right] \times L\,\text{ctg}\,\bar{\alpha}\,\frac{d\,\omega_Z}{d\,t} + \frac{\text{v}_{\text{а}}^2 f\,(h - r_{\text{д}})\,\text{tg}^2\,\bar{\alpha}}{L^2} \right\}$	–
8	$R_{\text{к}} = R_{\text{к}_2} + R_{\text{к}_1} \cong R_{\text{к}_2} + R_{\text{к}_1} \sec\bar{\alpha}$	–
9	$\sqrt{R_{\text{к}_1}^2 + R_{\text{б}_1}^2} \le P_{\text{сц}\,1} = \varphi\, R_{Z_1}$; $\sqrt{R_{\text{к}_2}^2 + R_{\text{б}_2}^2} \le P_{\text{сц}\,2} = \varphi\, R_{Z_2}$	$R_{\text{б}_1}$, $R_{\text{б}_2}$ – суммарные боковые силы на колесах передней и задней осей, возникающие при повороте автомобиля; $P_{\text{сц}1}$, $P_{\text{сц}2}$ – суммарные предельные силы по сцеплению на колесах передней и задней осей, соответственно; φ – коэффициент сцепления колес с дорогой; R_{Z_1}, R_{Z_2} – суммарные нормальные реакции на колесах передней и задней осей
10	$P_{\text{к}} = R_{\text{к}} + P_f = P_{\text{к}} + m_{\text{а}} g f$	P_f – суммарная сила сопротивления качению автомобиля; g – ускорение свободного падения
11	$P_w = k\,F\,\text{v}_{\text{а}}^2$	kF – фактор сопротивления воздуха (k – коэффициент сопротивления воздуха, F – лобовая площадь автомобиля, или мидель)
12	$R_{\text{к}} = m_{\text{а}} \left[gf + \frac{k\,F\,\text{v}_{\text{а}}^2}{m_{\text{а}}} + \frac{R^2 + b^2 + i_Z^2 + fb(h - r_{\text{д}})}{R} \frac{d\,\omega_Z}{dt} + \omega_Z^2 f\,(h - r_{\text{д}}) \right]$	R – радиус поворота автомобиля (для автомобилей с жесткими в боковом направлении колесами)
13	$R = L\,\text{ctg}\,\bar{\alpha}$	–

№ формулы	Формула	Примечания
14	$N_e = \frac{P_к v_a}{\eta_{тр}} = \frac{m_a v_a}{\eta_{тр}} \left[gf + \frac{k F v_a^2}{m_a} + \right.$ $\left. + \frac{R^2 + b^2 + i_Z^2 + fb(h - r_д)}{R} \frac{d\omega_Z}{dt} + \omega_Z^2 f(h - r_д) \right]$	–
15	$N_{e_1} = \frac{m_a v_a}{\eta_{тр}} \left(gf + \frac{k F v_a^2}{m_a} \right)$	–
16	$N_{e_2} = \frac{m_a v_a}{\eta_{тр}} f(h - r_д) \omega_Z^2$	–
17	$N_{e_3} = \frac{m_a v_a}{\eta_{тр}} \times$ $\times \frac{R^2 + b^2 + i_Z^2 + fb(h - r_д)}{R} \frac{d\omega_Z}{dt}$	–
18	$\eta = \frac{N_p}{N_{e_{max}}}$	–
19	$\eta = \frac{N_{e_{max}} - N_{e_1}}{N_{e_{max}}} = 1 - \frac{N_{e_1}}{N_{e_{max}}} =$ $= 1 - \frac{m_a v_a}{N_{e_{max}}} \frac{gf + \frac{k F v_a^2}{m_a}}{\eta_{тр}}$	–
20	$\eta = \frac{N_{e_{max}} - N_{e_1} - N_{e_2}}{N_{e_{max}}} = 1 - \frac{N_{e_1} + N_{e_2}}{N_{e_{max}}} =$ $= 1 - \frac{m_a v_a \left[gf + \frac{k F v_a^2}{m_a} + f(h - r_д) \omega_Z^2 \right]}{\eta_{тр} N_{e_{max}}}$	–
21	$N_{e_{max}} \eta \geq N_{e_2} + N_{e_3}$	–

зависимости от времени N_{e_2} (она, как видим, не превышает 35 кВт); N_{e_3} (она не больше 150 кВт) и N_e (не превышает 180 кВт). Максимальная же мощность, развиваемая двигателем автомобиля КрАЗ-6322, согласно данным производителя, может достигать 234 кВт.

При первоначальном движении по прямой составляющая N_{e_1} не зависит от желания водителя. Она определяется массой m_a автомобиля, коэффициентом f сопротивления качению, фактором kF сопротивления воздуха и заданной скоростью v_a движения (если она задается внешними, не зависящими от водителя факторами). То же самое рассуждение справедливо для установившегося поворота автомобиля, при котором v_a и ω_Z задаются внешними условиями движения.

Составляющая мощности N_{e_3} – свободная (избыточная) мощность, или мощность управления. Ее величина должна быть достаточной, чтобы при требуемых радиусе R поворота и линейной скорости v_a движения автомобиль смог обеспечить заданное рулевым управлением угловое ускорение $\frac{d\omega_Z}{dt}$. Она же может использоваться как резерв для обеспечения устойчивости установившегося движения.

Коэффициент полезного действия автомобиля определяет свободу действий водителя при необходимости выполнения маневра "поворот автомобиля". Размер свободной мощности N_{e_3} (запаса мощности двигателя) позволяет водителю реализовать заданные рулевым управлением положение и скорость поворота направляющих колес, пара-

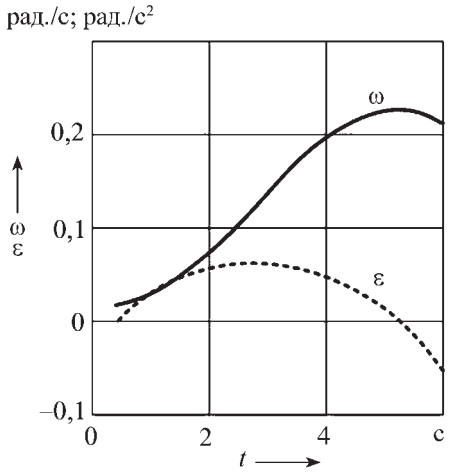


Рис. 1. Зависимость угловой скорости и ускорения автомобиля КрАЗ-6322 при входе в поворот радиусом 30 м со скоростью 20 км/ч от времени движения

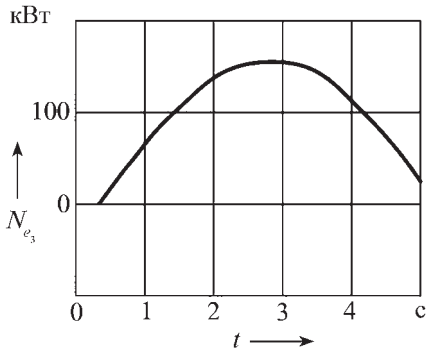


Рис. 3. Зависимость мощности N_{e_3}, необходимой для поддержания созданного рулевым управлением управляющего воздействия при повороте от времени

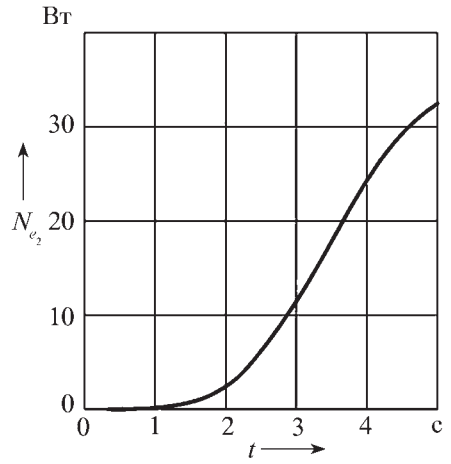


Рис. 2. Зависимость от составляющей мощности N_{e_2}, необходимой для обеспечения установившегося поворота автомобиля КрАЗ-6322 от времени движения

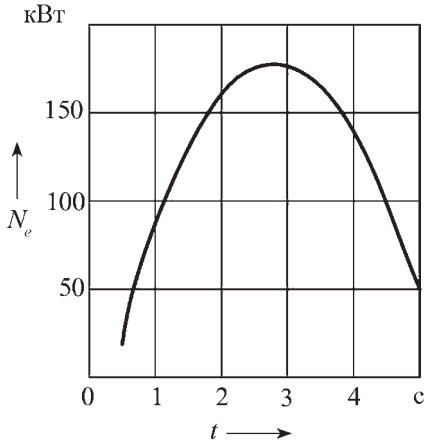


Рис. 4. Зависимость мощности двигателя, затрачиваемой на движение автомобиля при повороте, от времени

метры поворота и время его совершения. Значение этого КПД, как и в любом другом случае, определяется как отношение свободной мощности $N_{\text{р}}$ к максимальной мощности $N_{e_{\max}}$ (формула № 18). Но для начального момента входа в поворот ($\omega_Z = 0$; $R = \infty$) справедлива формула № 19, а при выполнении установившегося поворота ($\omega_Z \neq 0$; $R \neq \infty$) – формула № 20.

Энергетическим (мощностным) условием возможности начала совершения автомобилем маневра является выполнение условия, записанного в виде формулы № 21. При маневре "разгон автомобиля" $N_{e_2} = 0$, $N_{e_3} = N_{\text{р}}$, которая определяется по формуле № 18.

Таким образом, запас мощности двигателя необходим для обеспечения требуемых показателей маневренности. При маневрировании запас мощности расходуется на преодоление сопротивления движению и обеспечение управляющего маневром воздействия. При этом первую (N_{e_1}) составляющую мощности двигателя можно назвать связанной, а вторую (N_{e_2}) – свободной или управляющей составляющей.

Приведенные выше формулы позволяют уже на стадии проектирования автомобиля осуществить рациональный выбор мощности его двигателя по условию обеспечения требуемых свойств его маневренности.

Литература

1. Бурдаков В.Д. Квалиметрия транспортных средств (Методика оценки эффективности использования). М.: Изд-во стандартов, 1990. – 160 с.
2. Токарев А.А. Приемистость автомобиля // Автомобильная промышленность. 1979. № 5. С. 11–15.

УДК 629.017

СИСТЕМЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ МАНЕВРЕННОСТЬ ПНЕВМОКОЛЕСНЫХ ПЛАТФОРМ

Д-р техн. наук Г.И. ГЛАДОВ, Л.В. ДЕМИДОВ
МГТУ имени Н.Э. Баумана (499. 316-43-51)

Рассматриваются некоторые системы повышения маневренности пневмоколесных платформ.
Ключевые слова: *маневренность, многоопорные транспортные средства, система поворота осей.*

Gladov G.I., Demidov L.V.

SYSTEM OF HEAVY LOAD MULTISUPPORTING PLATFORM VEHICLE FOR INCREASE ITS MANEUVERABILITY

Different systems for increase maneuverability of multisupporting platform vehicle are reviewed.
Keywords: *maneuverability, multisupporting platform vehicle, system of turning of wheel.*

Число перевозок негабаритных тяжеловесных грузов, т.е. грузов, масса которых вместе с АТС превышает 38 т [1], в России увеличивается с каждым годом. Например, в 2013 г. оно, по некоторым данным, достигнет 2,5...3,0 % общего объема грузоперевозок. Для этих целей у нас выпускают прицепы и полуприцепы грузоподъемностью до 100 т [2]. Однако опыт показывает, что в некоторых случаях и такой грузоподъемности оказывается недостаточно. Поэтому для грузов массой более 100 т применяют так называемые модульные платформы, которые, соединяясь между собой, позволяют перевезти груз массой до 2000 т.

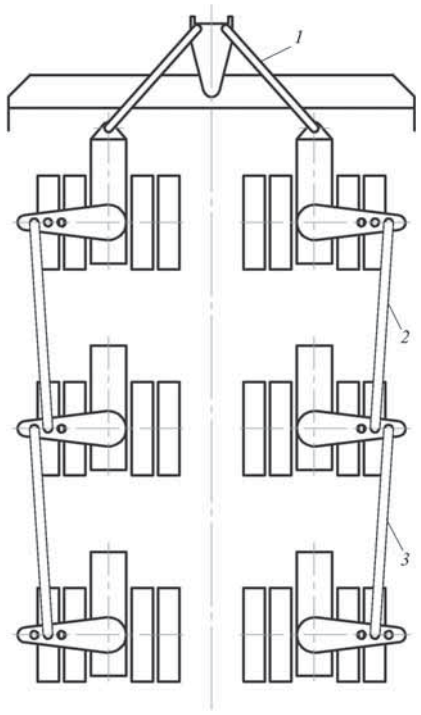


Рис. 1. Схема механической системы управления поворотом трехосной платформы с боковым расположением управляющих тяг:

1 – тяга первой оси; *2* – тяга второй оси; *3* – тяга третьей оси

Модули таких сверхтяжелых платформ могут иметь необычную, по сравнению с другими автопоездами, шарнирно-рычажную механическую систему поворота осей с боковым (рис. 1) или центральным (рис. 2) расположением управляющих тяг, либо гидромеханическую систему (рис. 3). Причем последняя отличается от двух первых лишь наличием задающего и исполнительного гидроцилиндров и применяется главным образом тогда, когда необходимо связать поворот колес платформ, которые находятся на значительном расстоянии друг от друга (например, при перевозке длинномерных грузов).

Сказать, какой из приводов лучше, а какой хуже, затруднительно. И тот и другой хорошо зарекомендовали себя: оба отличаются высокой надежностью и простотой конструкции. Главный же их недостаток один: возможность поворота осей автопоезда только по одному закону управления, что отрицательно сказывается на маневренности автопоезда. Правда, этот недостаток в последнее время сумели преодолеть только зарубежные производители: путем индивидуального привода поворота для каждой из осей. Поэтому рассматриваемая ниже информация о таких приводах зарубежных пневмоколесных платформ нашим специалистам не будет лишней.

Зарубежные фирмы на таких платформах применяют привод поворота осей двух типов – поступательного или вращательного действия. Первый из них может быть с обычным гидравлическим цилиндром (рис. 4) или с гидравлическим же цилиндром, шток которого выполнен в виде зубчатой рейки (рис. 5).

Причем тот, в котором используется обычный гидравлический цилиндр, гораздо проще как при проектировании, так и при изготовлении и регулировке. К тому же при его изготовлении могут применяться готовые компоненты. Однако усилия, создающиеся при его работе, весьма значительны, что требует соответствующего усиления его конструкции в местах закрепления компонентов. Что, естественно, увеличивает его массу.

Привод же с гидравлическим цилиндром и штоком в виде зубчатой рейки весьма трудоемок в изготовлении, требует повышенной точности сборки и регулировки. Кроме того, его компоненты приходится изготовлять индивидуально, что ведет к удорожанию конструкции и усложняет ее ремонт.

Основу вращательного привода с зубчатой рейкой (рис. 6) составляет опорно-поворотное устройство с нарезанными на нем зубьями, в зацепление с которыми входит шестерня, приводимая в движение от привода вращательного действия: при увеличении крутящего момента на валу привода шестерня вращается, приводя в движение поворотный круг, который, в свою очередь, поворачивает ось платформы.

К достоинствам этой схемы относится возможность использования стандартных компонентов при проектировании, к недостаткам же – большие габаритные размеры, связанная с этим сложность компоновки, а также увеличение погрузочной высоты платформы.

Все современные зарубежные системы управления поворотом осей платформ такого типа приводятся в действие микропроцессорным блоком *5* управления (рис. 7), который реализует доволь-

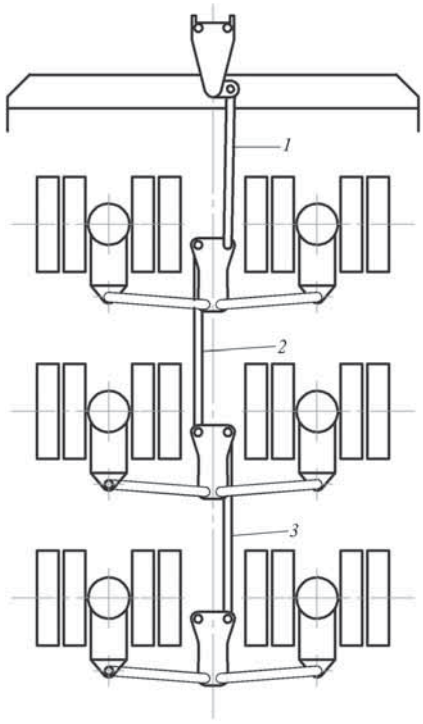


Рис. 2. Схема механической системы управления поворотом трехосной платформы с центральным расположением управляющих тяг:

1 – тяга первой оси; *2* – тяга второй оси; *3* – тяга третьей оси

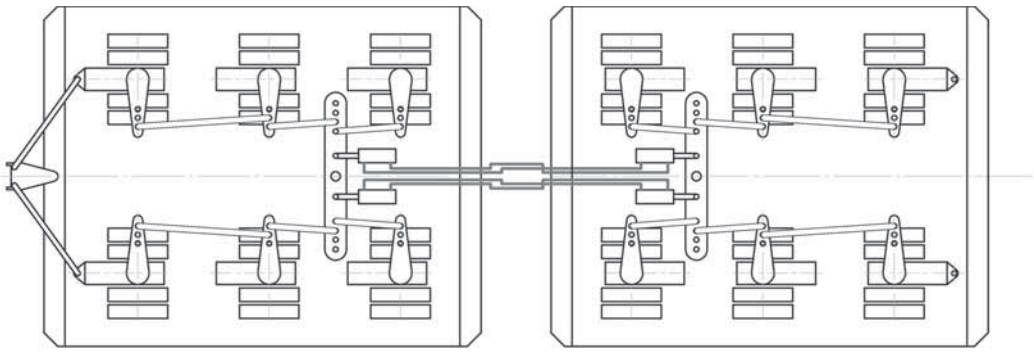


Рис. 3. Схема гидромеханической системы управления поворотом колес сдвоенных трехосных платформ

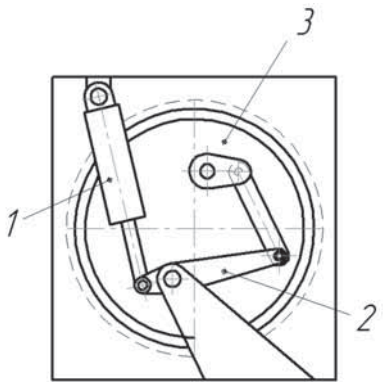


Рис. 4. Схема привода поступательного действия с обычным гидравлическим цилиндром:
1 – гидроцилиндр; *2* – механизм поворота; *3* – поворотный круг

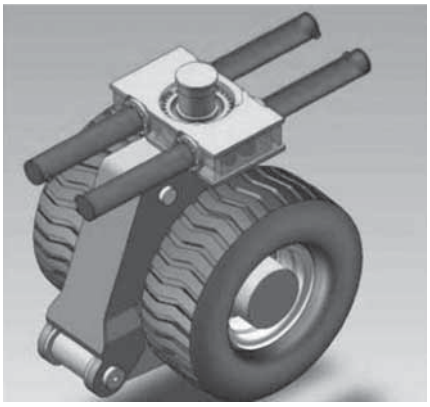


Рис. 5. Модель механизма поворота с приводом поступательного действия с гидравлическим цилиндром и штоком в виде зубчатой рейки

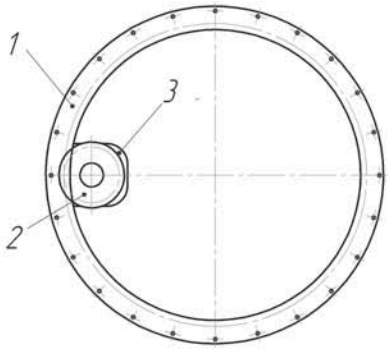


Рис. 6. Схема привода поворота вращательного действия:
1 – опорно-поворотное устройство; *2* – ведущая шестерня; *3* – двигатель

но много функций, но главная из них – расчет необходимых углов поворота осей в зависимости от вида движения. В систему управления входят также задающее (ЗУ) устройство (таким устройством может быть пульт дистанционного управления – ПДУ или рулевое управление поворотом – РУП); исполняющее (ИУ) устройство (непосредственно привод поворота оси пневмоколесной платформы); датчик положения оси платформы (ДПО) – измеряет текущее значение углов поворота осей и посылает соответствующие сигналы в микропроцессорный блок управления (МБУ); блок индикации (БИ) – отображает текущую информацию о платформе; система управления двигателями поворота (СУДП) – воздействует на двигатели поворота в соответствии с сигналами, поступающими с микропроцессорного блока управления; блок управления (БУ) – осуществляет выбор программ движения: классический поворот, боковой поворот, центральный поворот или движения "крабом" в зависимости от желания оператора.

Данная система позволяет реализовать самые различные варианты поворота платформы (рис. 8): вокруг центра поворота; по диагонали ("крабом"); окружности с центром, находящимся на продольной оси и вокруг своей оси. Причем во всех случаях она работает по следующему алгоритму (рис. 9).

Сигналом на ее запуск является сигнал, поступающий с пульта управления или от рулевого колеса оператора. Получив его, система, как обычно, выполняет контрольный опрос на предмет выявления неисправностей всех компонентов системы поворота. Если все нормально, на блок индикации подается соответствующий сигнал, и система переходит в ждущий режим. В противном случае на блок индикации посылается сигнал неисправности системы, и система также переходит в ждущий режим.

После выбора оператором одного из вариантов поворота сигнал подается на микропроцессорный блок управления, который, в свою очередь, переходит на режим расчета углов поворота в зависимости от заданного варианта поворота. Найденное оптимальное значение угла реализуется механизмом поворота оси.

После выполнения поворота на рассчитанный угол система опрашивает датчик угла поворота оси и сравнивает действительный угол поворота с расчетным. Если эти значения различаются не более чем на 1,5...2,0°, то система выводит на блок индикации сообщение о том, что поворот осей завершен. Если же расхождение больше, то она корректирует угол поворота оси и снова сравнивает фактические значения угла с расчетным. Если и после этого рассогласование между расчетным и действительным углами больше допустимого, то она выводит на блок индикации предупреждение о невозможности

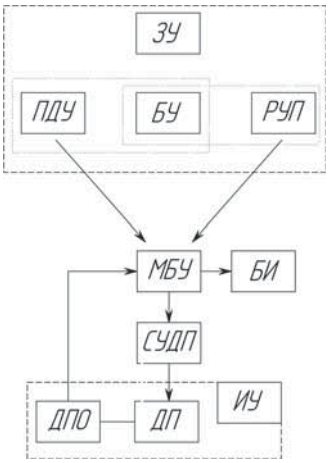


Рис. 7. Блок-схема системы управления пневмоколесной платформой

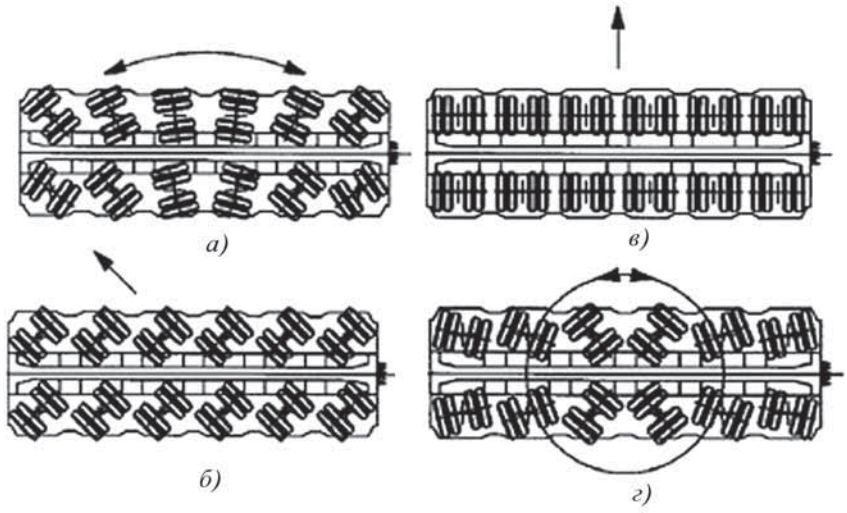


Рис. 8. Схемы поворота платформы: вокруг центра поворота (а); движение по диагонали (б); движение перпендикулярно продольной оси (в); поворот вокруг своей оси (г)

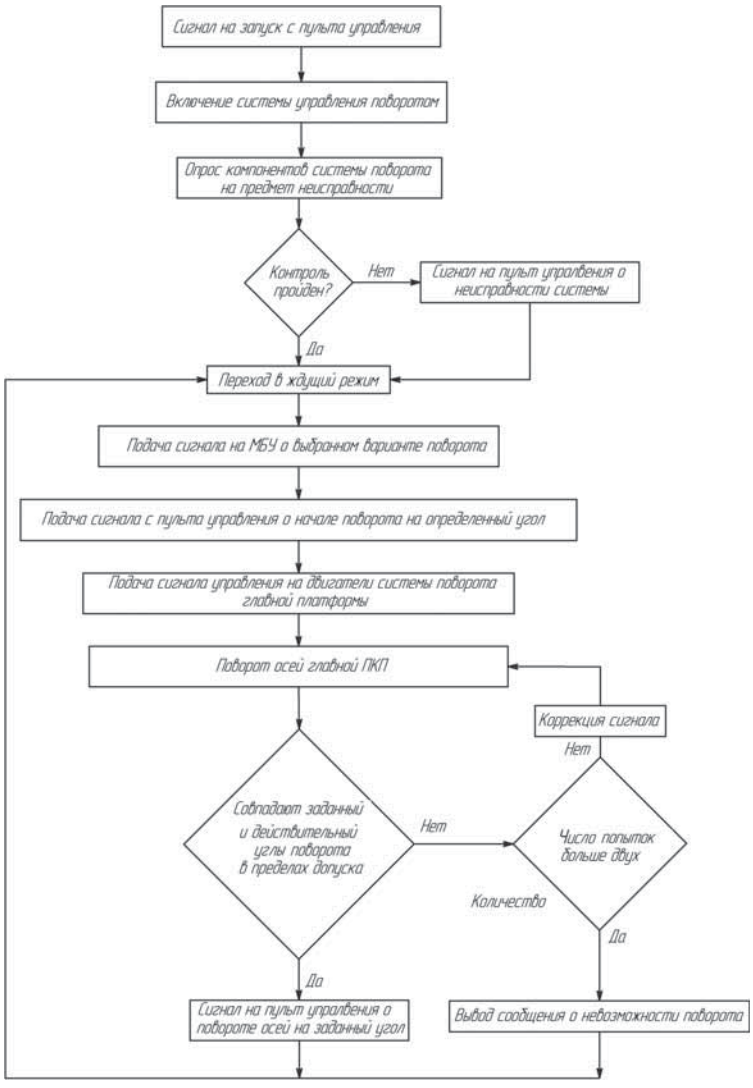


Рис. 9. Блок-схема алгоритма управления поворотом осей многоопорной пневмоколесной платформы

поворота оси на такой угол и переходит в ждущий режим.

Расчетные зависимости для определения углов поворота осей пневмоколесной платформы в каждом конкретном случае, естественно, свои. Например, для поворота платформы вокруг ее центра в общем случае угол α_{n1} поворота первой оси n-го ряда колес может быть найден по формуле

$$\alpha_{n1} = \operatorname{arctg}\left(\operatorname{tg}\alpha_{11} + \frac{a\Delta y}{x_1}\right), \qquad (1)$$

где α_{11} – угол поворота передней оси (задающий угол); $a = n - 1$ – число промежутков между осями одного поперечного ряда колес; Δy – расстояние между осями этого ряда; x_1 – расстояние между осями продольного ряда и полюсом поворота.

В свою очередь, угол α_{1m} поворота оси продольного ряда колес может быть найден по формуле

$$\alpha_{1m} = \operatorname{arctg}\left(\operatorname{tg}\alpha_{11} + \frac{x_1 \operatorname{tg}\alpha_{11}}{x_1 - b\,\Delta x}\right), \qquad (2)$$

где $b = m - 1$ – число промежутков между осями одного продольного ряда; Δx – расстояние между осями продольного ряда.

Для поворота платформы вокруг собственной вертикальной оси угол α ее поворота дает формула

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{y_1 - a\,\Delta y}{x_1 - b\,\Delta x}\right), \qquad (3)$$

где y_1 – расстояние между крайними осями поперечного ряда; x_1 – расстояние между осями продольного ряда и полюсом поворота; $a = n - 1$ – число промежутков между осями одного поперечного ряда колес; $b = m - 1$ – число промежутков между осями одного продольного ряда.

Используя приведенные выше формулы № 1, 2 и 3, при известных геометрических параметрах платформы можно определить угол поворота любой ее оси, а при помощи формул № 1 и 2 – при заданном угле поворота передней оси первого продольного ряда.

При движении платформы в режиме "краб" или перпендикулярно продольной оси платформы ее оси поворачиваются на один и тот же угол. При этом в качестве задающей оси выступает самая крайняя ось одного из рядов.

Литература

1. Постановление Правительства РФ от 15 апреля 2011 г. № 272 "Об утверждении Правил перевозок грузов автомобильным транспортом".
2. Специализированный подвижной состав: учеб. пособие / М.С. Высоцкий, А.И. Гришкевич, Л.Х. Гилелес и др.; под ред. М.С. Высоцкого, А.И. Гришкевича. – Минск: Выш. шк., 1989. – 240 с.

УДК 629.113

РАСПОЛОЖЕНИЕ ЗОН ТРЕНИЯ ПОКОЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ В ПЯТНЕ КОНТАКТА ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА С ТВЕРДОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Д-р техн. наук Е.В. БАЛАКИНА, Д.А. МАРУХИН
ВолгГТУ (8927.529-74-17)

Рассмотрены результаты экспериментального исследования зон трения покоя и скольжения в пятне контакта эластичного автомобильного колеса с твердой опорной поверхностью.
Ключевые слова: *управляемость, шины, пятно контакта.*

Balakina E.V., Maruhin D.A.

LOCATION OF SLIDE AND TRACTION FRICTION ZONE IN TYPE-ROAD CONTACT SPOT

The results of experimental of research of zones of friction of rest and sliding in a contact stain of elastic automobile wheel with a firm basic surface are described.
Keywords: *handling, tires, contact spot.*

Известно, что в пятне контакта шины с опорной поверхностью есть зоны трения покоя и трения скольжения. Относительно направления движения автомобиля они могут располагаться по-разному. И это говорит о том, что и происходящие в пятне явления различны. Так, при отсутствии бокового скольжения колеса зона трения скольжения воспринимает продольную нагрузку и реализует часть продольной реакции опорной поверхности, а зона трения покоя – продольную и боковую нагрузки и реализует как часть продольной, так и всю боковую реакцию опорной поверхности. Это влияет как на увод эластичного колеса, так и на параметры колебаний управляемых колес.

Однако в литературных источниках [1, 2 и др.] приведены, к сожалению, не всегда четкие, а иногда даже противоречивые данные о расположении зон трения в пятне контакта при различных условиях нагружения колеса. Хотя очевидно, что информация о расположении этих зон позволила бы более точно рассчитывать моменты, поворачивающие управляемые колеса вокруг осей поворотов, а значит, и параметры угловых колебаний управляемых колес и их шинную стабилизацию.

Авторы данной статьи попытались устранить этот пробел, для чего провели три серии оригинальных экспериментов. В их ходе имитировалось комбинированное нагружение шины 3,50–5,00. При этом в первых двух сериях шина устанавливалась на специальном стенде горизонтально, а в третьей – вертикально. В первой серии имитировался тормозной режим колеса (колесо – неподвижно, дорога – перемещается), во второй – режим ведущий (колесо – вращается, дорога – неподвижна), а в третьей – режим бокового нагружения шины. В последнем случае к шине поочередно прикладывались разрешенная (800 Н) и максимально допустимая (950 Н) паспортные нагрузки.

При имитации тормозного режима колесо, как сказано выше, оставалось неподвижным, а тормозная сила создавалась подвижной опорной поверхностью. Следуя за движением опоры, белые полосы, нанесенные на протектор, деформировались и показывали изменения в нем под действием сил трения в пятне контакта. В частности, при нагружении колеса в пятне сначала наблюдались отдельные проскальзывания шины, которые обнаруживались по колебаниям стрелки динамометра. Затем зоны проскальзывания расширялись и наступало полное проскальзывание колеса, т.е. колесо переходило в режим юза. В итоге было установлено, что на этом режиме испытаний в пятне контакта шины с опорной поверхностью зона трения покоя смещается назад относительно направления движения колеса – в сторону задней части пятна контакта (рис. 1).

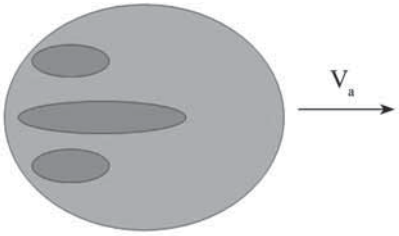


Рис. 1. Вид пятна контакта, нагруженного радиальной и максимальной продольной силами (условная схема)

При имитации ведущего режима колеса картина получилась иной: зона трения покоя в пятне контакта шины с опорной поверхностью смещалась вперед (в сторону передней части пятна контакта) относительно направления движения колеса (рис. 2).

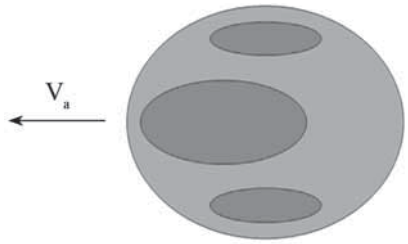


Рис. 2. Вид пятна контакта, нагруженного радиальной силой и максимальным моментом (условная схема)

Третья серия экспериментов показала: в режиме бокового нагружения колеса зона трения покоя смещается в сторону, противоположную боковой силе колеса, т.е. она сонаправлена вектору боковой реакции колеса (рис. 3).

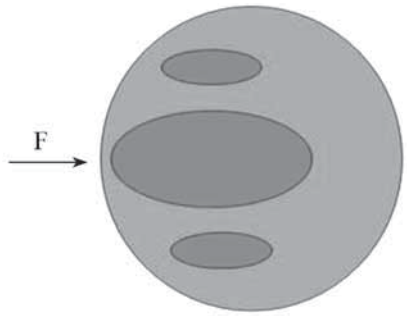


Рис. 3. Вид пятна контакта, нагруженного радиальной и максимальной боковой силами (условная схема)

То же самое имеет место и на других моделях шин. А это означает, что закономерности изменения явлений, происходящих в пятнах контакта любых шин с твердой опорной поверхностью, – одни и те же.

(Продолжение следует)

Литература

1. Работа автомобильной шины / Под ред. В.И. Кнороза. – М.: Транспорт, 1976. – 283 с.
2. The Pneumatic Tire. National Highway Traffic Safety Administration, 2006. – 701 p.

УДК 629.113:629.11.0128

ВЛИЯНИЕ ТИПА ДОРОЖНОГО ПОКРЫТИЯ И СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ АТС НА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ИНЕРЦИОННОЙ МАССЫ ДИНАМИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕСА

Д-р техн. наук И.М. РЯБОВ,
кандидаты техн. наук А.М. КОВАЛЕВ и К.В. ЧЕРНЫШОВ
Волгоградский ГТУ (8442. 24-84-66)

Рассматриваются различные динамические гасители колебаний колеса и определяются перемещения их инерционной массы в различных условиях движения автомобиля.
Ключевые слова: *подвеска автомобиля, динамический гаситель колебаний, микропрофиль дороги, инерционная масса.*

Ryabov I.M., Kovalev A.M., Chernyshov K.V.

EFFECT OF TYPES OF ROAD SURFACE AND THE SPEED OF THE MOVING CAR ON THE OSCILLATION AMPLITUDE ITS INERTIA MASS OF A DYNAMIC VIBRATION ABSORBER OF WHEEL

The description of the various dynamic vibration absorbes of wheel and their inertia mass movements are defined in different driving conditions of the car.
Keywords: *suspension system, dynamic vibration absorber, inertial weight, road microcross-section.*

Известно, что высокочастотные ускорения кузова АТС определяются только жесткостью шин, и их нельзя уменьшить подбором упругих элементов и амортизаторов. Известно и то, что современная тенденция снижения высоты профиля шин неизбежно ведет к повышению их жесткости, следовательно, ухудшает плавность хода АТС, а в результате и его управляемость и устойчивость, а также усиливает колебания его колес.

Решить данную проблему, по мнению многих специалистов, можно лишь одним способом – применив подвески с динамическими гасителями колебаний колес. Поэтому есть смысл рассмотреть такие устройства.

Динамические гасители колебаний колес, применяемые в настоящее время, могут быть двух типов – с жидкостным демпфированием (рис. 1, *а*) и с демпфированием за счет внутреннего сухого трения (рис. 1, *б*).

Первый из них содержит инерционную массу *3*, выполненную в виде поршня с уплотнением *4*. На поршне закреплена пружина *5*, работающая как на сжатие, так и на растяжение, а сквозь его центральное отверстие проходит трубка *6*, образующая в этом отверстии кольцевой дроссельный канал. Сам же поршень установлен в заполненном жидкостью герметичном корпусе *1*, который шпильками *2* крепится к неподрессоренной массе (например, к мосту) АТС.

Этот гаситель – устройство достаточно надежное и эффективное. Однако у него есть два недостатка. Во-первых, поскольку он работает на жидкости, то коэффициент использования инерционной массы у него получается невысоким. Во-вторых, его демпфирующие свойства зависят от температуры жидкости, поэтому они не очень стабильны, особенно в зимнее время.

Аналогичных недостатков нет у динамического гасителя колебаний с сухим трением (пат. № 97784, РФ), который состоит из поршня *13*, установленного с зазором на амортизационной стойке *14*. Эта стойка расположена в разъемном корпусе *12* и имеет возможность вертикального перемещения по оси. Корпус на амортизационной стойке, закреплен неподвижно, а поршень поджат с торцов пружинами *7*. Причем в нем оппозиционно установлены фрикционные накладки *9*, поджатые к металлическим пластинам *8* нажимными механизмами (шток *11* и подпружиненные роликовые толкатели *10*). Профили поверхностей торцов штоков *11* выполнены так, что при износе фрикционных накладок обеспечивается постоянство усилия прижатия этих штоков, благодаря чему достигается стабильность характеристик гасителя колебаний. Величина усилия поджатия регулируется путем изменения поджатия пружин роликовых толкателей.

Эффективное гашение колебаний колеса любым из рассмотренных динамическим гасителем обеспечивается за счет оптимального подбора жесткости его упругого элемента и показателя затухания. Понятно, что при их проектировании необходимо, прежде всего, определять его высоту, которую задает максимальное перемещение Z_2 инерционной массы в условиях эксплуатации АТС, т.е. типах дорожного покрытия и скоростях движения.

Расчетная схема для определения этих перемещений приведена на рис. 2 (m_1, m_2, m_3 – подрессоренная масса АТС, масса динамического гасителя колебаний и неподрессоренная масса АТС; c_1, c_2, c_3 – жесткости рессоры, пружины гасителя и шины; k_1, k_2,

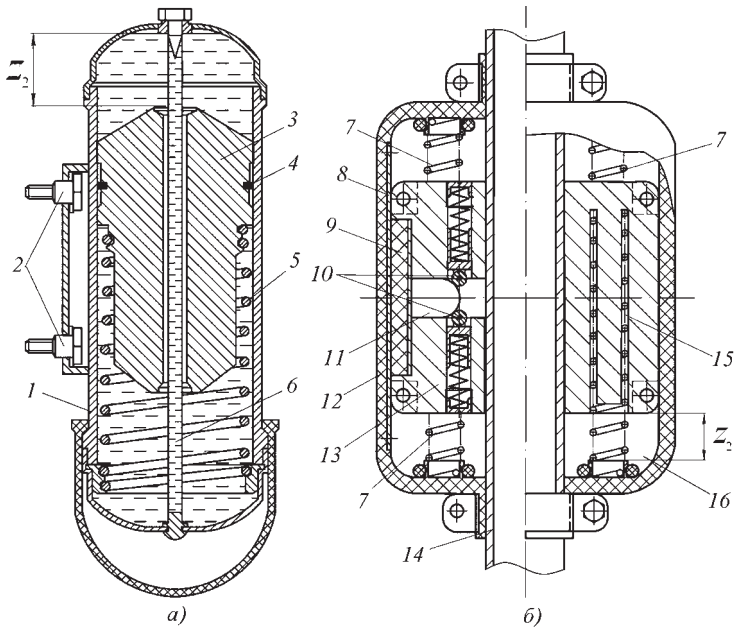


Рис. 1. Динамический гаситель колебаний колес АТС, работающий на принципе жидкостного демпфирования (а), и гаситель на основе сухого трения (б):

1, *12* – корпус; *2* – шпилька; *3* – инерционная масса; *4* – уплотнение; *5*, *7* – пружина; *6* – дроссельная трубка; *8* – пластина; *9* – фрикционная накладка; *10* – роликовый толкатель; *11* – шток; *13* – поршень; *14* – амортизационная стойка; *15* – выточка; *16* – поршневая полость

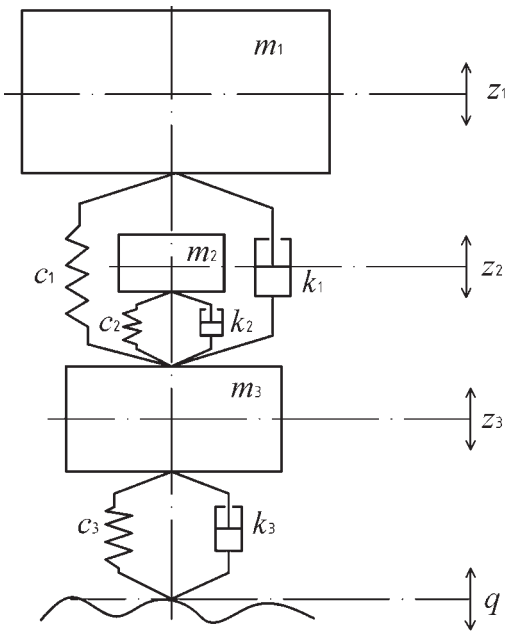


Рис. 2. Расчетная схема подвески колес АТС, оснащенного динамическим гасителем их колебаний

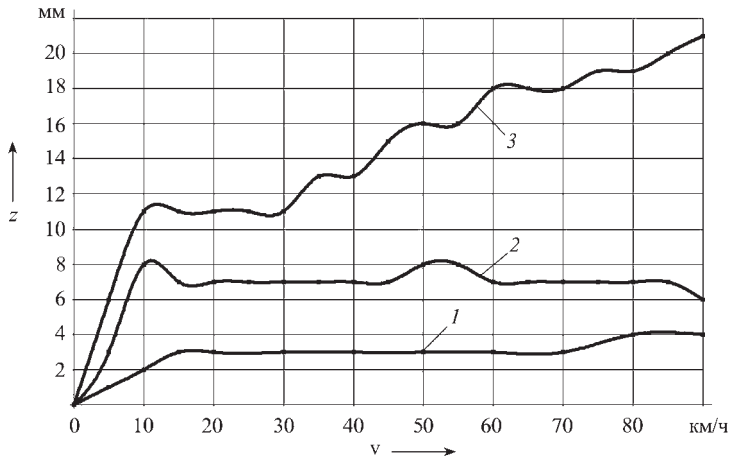


Рис. 3. Графики среднеквадратических перемещений инерционной массы динамического гасителя колебаний колеса при движении АТС по случайному профилю:
1 – ровное цементобетонное покрытие; *2* – гладкий булыжник; *3* – битый булыжник

k_3 – коэффициенты сопротивления рессоры, гасителя и шины; z_1, z_2, z_3 – перемещения подрессоренной массы, гасителя и неподрессоренной массы; q – кинематическое возмущение со стороны профиля дороги). Математическая модель, которая описывает данную трехмассовую схему, представляет собой систему, состоящую из трех дифференциальных уравнений, для решения которой использовался численный метод Рунге–Кутта шестого порядка:

$$\begin{cases} m_1\ddot{z}_1 + k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) + c_1(z_1 - z_3) = 0; \\ m_2\ddot{z}_2 + k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + c_2(z_2 - z_3) = 0; \\ m_3\ddot{z}_3 + k_3(\dot{z}_3 - \dot{q}) + c_3(z_3 - q) - \\ - k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) - c_1(z_1 - z_3) - \\ - k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - c_2(z_2 - z_3) = 0. \end{cases}$$

При этом в качестве входного воздействия использовались характеристики дорожного покрытия с микропрофилями трех типов, полученные на одном из автополигонов, а в качестве исследуемого диапазона скоростей движения АТС – 0...90 км/ч. Результаты исследования этой системы представляют собой АЧХ максимальных среднеквадратических перемещений инерционной массы динамического гасителя колеса. Для исследованного варианта АТС (подрессоренная масса $m_1 = 400$ кг; инерционная масса динамического гасителя $m_2 = 12$ кг; неподрессоренная масса $m_3 = 40$ кг; относительный коэффициент затухания колебаний амортизатора $\psi_1 = 0{,}1$; относительный коэффициент затухания колебаний в динамическом гасителе $\psi_2 = 0{,}6$; относительный коэффициент затухания колебаний в шине $\psi_3 = 0{,}015$; собственная частота колебаний подрессоренной массы $\omega_{01} = 2$ Гц; собственная частота колебаний динамического гасителя $\omega_2 = 7{,}2$ Гц; собственная частота колебаний неподрессоренной массы $\omega_{03} = 10$ Гц) этих характеристики имеют вид, представленный на рис. 3.

Из этого рисунка видно, что максимальные среднеквадратические перемещения z_2 динамического гасителя неподрессоренной массы (колеса) при движении на ровном цементобетонном покрытии составляют 4 мм (80...90 км/ч), на гладком булыжнике – 8 мм (50...55 км/ч) и на битом булыжнике – 21 мм (90 км/ч). Причем при движении на ровном цементобетонном покрытии и на гладком булыжнике они практически не зависят от скорости АТС, при движении на битом булыжнике стабильны до скорости 55 км/ч, а затем увеличиваются пропорционально ей.

Но следует иметь в виду: поскольку дорожные неровности имеют распределение по высоте, близкое к нормальному закону, то максимальные перемещения инерционной массы динамического гасителя могут быть в 3 раза больше среднеквадратических их значений. Иначе говоря, если АТС планируется эксплуатировать только на ровном цементобетонном покрытии, то габаритные размеры динамического гасителя по высоте будут невелики, так как максимально возможные амплитуды инерционной массы в корпусе гасителя не превысят 12 мм. Если же АТС будут эксплуатироваться на дорогах с большей высотой неровности (гладком булыжнике), то максимальные амплитуды инерционной массы и в корпусе гасителя составят 24 мм, что также вполне приемлемо для его размещения в подвеске автомобиля. Для движения же по битому булыжнику требуются значительно бóльшие амплитуды колебаний инерционной массы. Однако эксплуатация АТС на дорожном покрытии такого типа с высокими скоростями движения маловероятна. Следовательно, при выборе размера динамического гасителя по высоте можно исходить из того, что перемещения его инерционной массы по вертикали не превысят 25...30 мм.

УДК 629.113.004.681.611

ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ ОТКАЗОВ КАК ОСНОВА ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ

Доктора техн. наук Р.Г. ХАБИБУЛЛИН и И.В. МАКАРОВА,
кандидаты техн. наук Э.И. БЕЛЯЕВ и
Э.М. МУХАМЕТДИНОВ
К(П)ФУ (ИИЭКА) (8552. 58-85-93)

Рассмотрена возможность повышения надежности автомобильной техники путем предотвращения ее отказов за счет планирования деятельности автоцентров на основе статистического анализа данных мониторинга обращений и организации своевременных замен деталей, исчерпавших свой ресурс.
Ключевые слова: *надежность автомобильной техники, прогнозирование отказов, анализ рекламаций, информационная система.*

Khabibullin R.G., Makarova I.V., Belyaev E.I., Mukhametdinov E.M.

PREVENTION OF FAILURE AS A BASIS OF INCREASE CAR'S OPERATIONAL RELIABILITY

Possibility of automotive techniques reliability increasing with use of it's failures prevention due to planning of automotive centers activity on the basis of statistical analysis of appeals monitoring data and well-timed replacement of spare parts which are spent it's resource is devoted.
Keywords: *automotive techniques reliability, forecasting of refusals, analysis of claims, information system*

В условиях роста автомобилизации надежность техники становится одним из главных факторов обеспечения ее конкурентоспособности. Поэтому задача повышения данного показателя решается всеми и на всех этапах жизненного цикла АТС – от проектирования до утилизации. И здесь огромную роль играет информация об отказах, возникающих в процессе эксплуатации и зафиксированных прежде всего в виде рекламаций потребителя: если она правильно налажена, то не представляет большого труда установить для каждой детали каждой конкретной модели АТС ту наработку, при которой эта деталь в тех или иных условиях эксплуатации выходит из строя. Следовательно, и отобрать детали, "лимитирующие" надежность, или "критические" по надежности. И таких деталей немало. Например, Г.В. Крамаренко установил [1]: на 15...18 тыс. деталей, из которых состоит автомобиль, 3...4 тыс. имеют меньшие сроки службы, чем сам автомобиль, но только 400 из них, т.е. 2,2...2,7 %, действительно можно назвать критическими. Отсюда можно сделать вывод: наиболее эффективным методом повышения эксплуатационной надежности автомобилей следует считать предупреждение отказов, прежде всего именно критических деталей. Но для этого, очевидно, нужно уметь прогнозировать техническое их состояние по наработке и планировать соответствующим образом периодичности их обслуживания. Кроме того, прогнозирование возможного момента отказа, т.е. определение вероятности того, что контролируемый параметр через определенный промежуток времени выйдет за допустимые пределы, позволяет решать и еще одну практически важную проблему: планировать поставки запасных частей для своевременной замены малонадежных элементов с учетом условий эксплуатации, климатических условий в конкретном регионе, времени года, типа, модели и комплектации автомобиля и т.п.

Для накопления статистических данных об отказах наиболее целесообразно использовать возможности таких информационных систем и технологий, как системы управления базами данных по учету отказов, способных описать все виды отказов по характеру поломки и узлу, в котором она возникла, условиям, в которых эксплуатировался автомобиль, а также программа статистического анализа накопленной информации. И тем самым – резко снизить риск преждевременных отказов.

И здесь, повторяем, главная роль принадлежит системе сбора, формализации и анализа рекламационных актов. Ведь именно она фиксирует каждое обращение потребителя в сервисный центр, а также причины такого обращения, т.е. собирает исходную информацию, необходимую для последующего анализа. При этом для формирования выборки легко учитывать один из факторов, а значения остальных считать фиксированными. Что, понятно, облегчает работу, делает ее системной. Тем более что параметры законов распределения случайной величины наработки на отказ в таких системах определяются для сформированного массива данных с помощью программы "Статистика" [2], которая в соответствии с гистограммой эмпирических данных выводит график закона распределения и определяет его соответствие выборочным данным при заданном уровне значимости.

Результаты анализа служат для разработки и корректировки инструкций, предназначенных как для сервисных центров, так и для автовладельцев, повышая тем самым вероятность безотказной эксплуатации автомобиля. И причина состоит в том, что любой отказ автомобиля возникает в какой-то момент $T_{отк}$, который с определенной вероятностью можно спрогнозировать. Потому, что интенсивность $\lambda(t)$ отказов автомобилей, как показывает

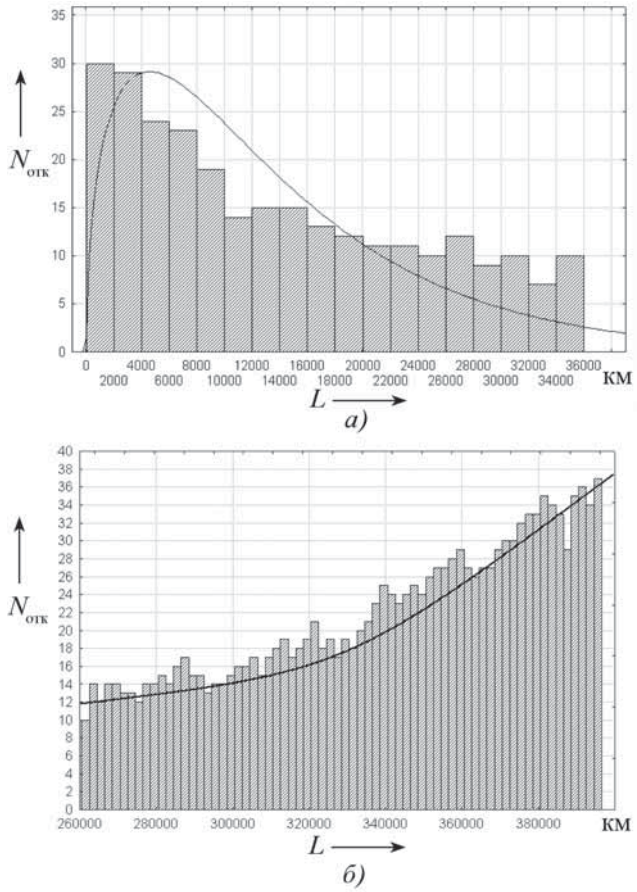


Рис. 1. Распределение отказов датчика 6511-0374521, обусловленных дефектами производства (а) и износом (б) в период приработки

анализ их эксплуатационных показателей, имеет три четко выраженных эксплуатационных этапа [3]: период приработки, когда наблюдается повышенная интенсивность отказов, что обусловлено, как правило, производственными дефектами; период штатной эксплуатации, когда отказы носят случайный характер и появляются внезапно прежде всего из-за несоблюдения условий эксплуатации, изменений нагрузки, воздействия неблагоприятных внешних факторов и т.п.; период возрастания интенсивности отказов, что вызвано старением техники и другими причинами, связанными с длительной эксплуатацией.

Очевидно, что с отказами приработки в условиях эксплуатации бороться невозможно, но временные промежутки, в которых износ достигнет критических значений, приводящих к таким отказам, с определенной степенью достоверности предсказать все-таки можно. Для этого нужно располагать соответствующей базой данных – графиками распределения отказов критических деталей. (Примеры таких графиков приведены на рис. 1, *а*.)

Отказы, случающиеся после завершения периода приработки, еще труднее предсказать. Но вот с износными, в том числе и с износными в период приработки (рис. 1, *б*), проблем нет: статистика дает по ним вполне исчерпывающие данные, позволяющие получать долгосрочный прогноз величины T, равный продолжительности данного периода (рис. 2).

Несмотря на эти сложности, задачи прогнозирования отказов автомобильной техники на каждом этапе эксплуатации решаются. Для этой цели применяют, как упоминалось выше, показатель "интенсивность $\lambda(t)$ отказов", который связан с функцией надежности $P(t)$ формулой № 1 (см. таблицу). Причем данный показатель особенно широко используется при обработке результатов наблюдений над объектами в процессе эксплуатации. И если вероятности отказов достаточно малы, то интенсивность отказа близка к плотности вероятности при $t = T$.

Статистическую оценку $\breve{\lambda}(t)$ для интенсивности отказов можно принять в виде формулы № 2. При этом отрезок времени Δt выбирают так, чтобы он содержал достаточное число значений $t_к$ и был, по сравнению с общей продолжительностью испытаний или наблюдений, достаточно мал. Но, хотя, чтобы удовлетворить этим противоречивым требованиям, необходимы выборки больших объемов, затраты труда и времени себя оправдывают. Статистическая обработка результатов позволяет выбрать подходящие аналитические зависимости для изменения показателей во времени и оценить численные значения необходимых параметров.

Если интенсивность отказов задана, то формулу № 1 можно рассматривать как дифференциальное уравнение относительно функции $P(T)$, решение которого при начальном условии $P(0) = 1$ дает формула № 3, а если вероятность $P(t)$ наступления

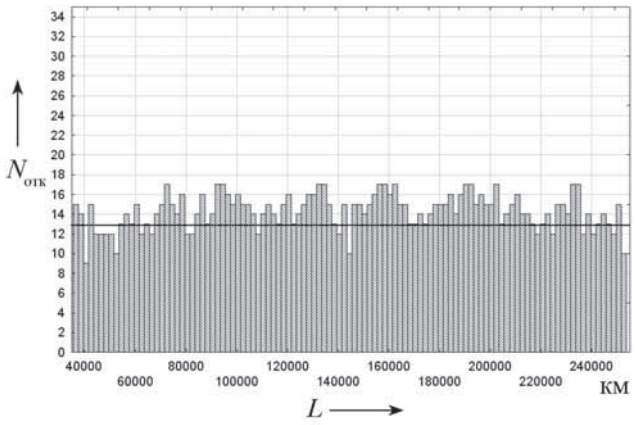


Рис. 2. Распределение отказов датчика 6511-0374521 в период штатной эксплуатации, обусловленных внешними воздействиями

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\lambda(t) = -\frac{P'(t)}{P(t)}$	$P'(t)$ – вероятность отказа на определенную наработку
2	$\breve{\lambda}(t) = \frac{n\left(t + \frac{\Delta t}{2}\right) - n\left(t - \frac{\Delta t}{2}\right)}{[N - n(t)\,\Delta t]}$	n – число отказавших систем; N – общее число эксплуатируемых систем; t – время эксплуатации; $n(t)$ – число отказавших за время t систем; Δt – период работы системы
3	$P(t) = \exp\left[-\int_0^t \lambda(\tau)\, d\tau\right]$	$\lambda(t)$ – интенсивность отказов на время τ
4	$P(t) = P(0) \exp\left[-\int_0^t \lambda(\tau)\, d\tau\right]$	–
5	$P(t) = \exp[-\lambda t]$	–
6	$P(t) = \exp\left[\left(-\frac{t}{t_c}\right)^{\beta}\right]$	t_c и β – положительные параметры
7	$P(t) = 1 - P_б(t)$	–
8	$Q_k(t) = \frac{(\lambda t)^k}{k!} \exp(1 - \lambda t)$	$k = 0; 1; ...$
9	$T_{отк} = T_н + t_{рес}$	$T_н$ – дата начала упреждения прогноза; $t_{рес}$ – остаточный ресурс
10	$T_{заяв} \geq T_{отк} - t_{исп}$	$T_{заяв}$ – дата подачи заявки на отгрузку запасных частей; $T_{отк}$ – дата отказа детали, узла или агрегата; $t_{исп}$ – общее время исполнения заявки
11	$Z = 0{,}5B(\tau - t_п)\sum_{i=1}^{N}\sum_{j=1}^{M}\lambda_{ij} h_{ij} k_{ij} + \sum_{i=1}^{N}\sum_{j=1}^{M} g_{ij} q_{ij} + + \sum_{i=1}^{N}\sum_{j=1}^{M} d_{ij}(S_{ij} + q_{ij})p_{ij} \to \min$	B – общее число поставок за период; N – общее число номенклатур в партии; M – число зарубежных регионов; q_{ij} $(i = \overline{1, N})$, $(j = \overline{1, M})$ – объем партии запасных частей; λ_{ij} – интенсивности отказов i-х деталей, узлов и агрегатов в j-м регионе эксплуатации; k_{ij} – существующий запас на складах дилерских сервисных центров; p_{ij} – вероятность нахождения заявки в системе; S_{ij} – неснижаемый запас; g_{ij} – затраты; h_{ij} – расходы по хранению; d_{ij} – превышение стоимости экстренной доставки над обычной
12	$\sum_{i=1}^{N}\sum_{j=1}^{M} h_{ij} - d_{ij}\sum_{i=S+1}^{\infty} p_i \geq 0$; $\sum_{i=1}^{N}\sum_{j=1}^{M} d_{ij}\sum_{i=S}^{\infty} p_i - h_{ij} \geq 0$,	–
13	$d_{ij} = \sum_{i=1}^{N}\sum_{j=1}^{M}\left(\frac{\lambda_{ij} B^2}{2 g_{ij}} - \frac{1}{h_{ij}}\right)$	–

отказа в начальный момент $t = 0$ не равна нулю, то формула № 4.

Если же за начало эксплуатации объектов принять момент окончания приработки, а за предельное состояние – момент окончания периода штатной эксплуатации, то на отрезке эксплуатации можно считать, что $\lambda = \text{const}$, то формула № 3 примет вид формулы № 5, которая представляет

собой закон надежности, широко применяемый для расчета отказов на этапе штатной эксплуатации.

Для расчета вероятности $P(t)$ отказов в период приработки применяют модель, в основе которой лежит распределение Вейбулла. Согласно ей, вероятность $P_б(t)$ безотказной работы определяется формулой № 6, значит, вероятность отказов дает формула № 7.

В качестве примера рассмотрим процесс типичной эксплуатации какого-либо автомобильного агрегата, которая, как известно, включает его эксплуатацию до наступления отказа, его замену новым, эксплуатацию нового до его отказа, замену второго агрегата третьим и т.д.

Допустим, что время на замену одного агрегата другим, по сравнению со временем между последовательными отказами, очень мало. Тогда процесс можно описать с помощью последовательности t_1, t_2, ... моментов наступления отказов. Но поскольку время между отказами величина случайная, то эта последовательность представляет собой поток случайных событий. И дополнение до единицы функции распределения времени между соседними событиями совпадает с вероятностью безотказной работы $P(t)$. Если по условию эта вероятность не зависит от номера события в потоке, то поток является стационарным, рекуррентным и марковским, а если функция надежности $P(t)$ имеет вид формулы № 3, то поток случайных событий – пуассоновский, и вероятность $Q_к(t)$ наступления k отказов на отрезке [0, t] следует [4] закону Пуассона (формула № 8). Очевидно, что при $k = 0$ получаем: $Q_о(t) = P(t)$.

Модели случайных потоков отказов находят широкое применение в теории надежности. В нашем случае наряду с потоками отказов нужно вводить потоки восстановлений, операций технического обслуживания и т.д. И поскольку в системной теории надежности принято, что число возможных состояний элементов и систем конечно, то модели случайных потоков отказов с конечным множеством значений служат удобным аппаратом для описания объектов и в условиях технического обслуживания и восстановления.

Так, имея данные по остаточным ресурсам $t_{рес}$, рассчитанные на основе вероятности отказов $P(t)$, можно определить, используя формулу № 9, вероятную дату $T_{отк}$ отказа для любого узла, агрегата и системы. То есть дату, которая является одним из основных факторов, учитываемых при планировании поставок запасных частей. При этом в условиях работы на зарубежном рынке, т.е. удаленности дилерских сервисных центров от производителя запасных частей, заявка на их отгрузку должна быть выдана производителю с таким расчетом, чтобы к предполагаемой дате отказа запасная часть уже была получена. Иначе говоря, должно выполняться условие, соответствующее формуле № 10. При выполнении же условия $t_{рес} = t_{исп}$ запасные части данного вида необходимо пополнять. Причем обязательно с учетом стохастического характера времени $t_{исп}$ исполнения поставки и остаточного ресурса $t_{рес}$, т.е. с коррекцией условия $t_{рес} \geq t_{исп}$. На практике это означает, что заявку следует подавать несколько раньше определенной даты. Потому что партия запасных частей формируется, если по-разумному, исходя из минимизации суммарных затрат на хранение невостребованной их доли и срочную поставку требуемых, но отсутствующих на складе позиций. Если $Z_{fine} > Z_{хр}$, то запасная часть включается в комплект поставки, иначе ее поставка будет осуществляться в момент отказа. (Здесь Z_{fine} – количество необходимых запасных частей, а $Z_{хр}$ – их количество, имеющееся на складе.)

Математическая модель оптимизации поставок запасных частей заключается в определении условного минимума (формула № 11) при ограничениях, записанных в виде формул № 12. При этом входящее в формулу № 11 превышение d_{ij} стоимости экстренной доставки над обычной дает формула № 13.

Для проведения экспериментальных исследований управления поставками разработана имитационная модель, для реализации которой был выбран прикладной пакет AnyLogic. Эта модель многоподходная, она объединяет дискретно-событийную и агентную модели, агентом в которой является автомобиль определенной комплектации и модификации, эксплуатируемый в заданном регионе. Модель реализована с использованием карты состояний (стейтчарта). Для передачи модельных потоков из дискретно-событийной модели в агентную применялся алгоритм синхронизации [5].

Литература

1. Крамаренко Г.В. Техническая эксплуатация автомобилей. Под ред. Г.В. Крамаренко. – М.: Транспорт, 1983. – 488 с.
2. Халафян А.А. STATISTICA6. Статистический анализ данных. – М.: Бином-Пресс, 2007. – 512 с.
3. Малкин В.С. Техническая эксплуатация автомобилей: теоретические и практические аспекты. Учебное пособие./ Под ред. В.С. Малкина. – М.: Академия, 2007. – 288 с.
4. Герцбах И.Б., Кордонский Х.Б. Модель отказов. – М.: Советское радио, 1966. – 166 с.
5. Карпов Ю.Г. Имитационное моделирование систем. Введение в моделирование с AnyLoqic 5. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 400 с.

УДК 621.43

РАСЧЕТ ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ МЕЖДУ ВЕРХНИМ КОМПРЕССИОННЫМ КОЛЬЦОМ И ДНОМ КАНАВКИ ПОРШНЯ ДВС

Д-р техн. наук А.Д. НАЗАРОВ
Munaz Incorporated (г. Мемфис, США)

Рассмотрены теоретические основы и расчетные зависимости для определения действительных зазоров между верхним компрессионным кольцом и дном канавки поршня под него.
Ключевые слова: *компрессионное кольцо, канавка поршня, зазоры, теоретические основы, расчет.*

Nazarov A.D.

CALCULATION OF REAL CLEARENCE BETWEEN UPPER COVPRESSION PISTON AND BOTTOM OF THE GROOVE OF ENGINE'S PISTON

The theoretical basics and calculation relation to determinate real clearance between upper compression piston ring and bottom of the piston ring groove are considered.
Keywords: *compression ring/piston groove, clearances, theoretical basics, calculation.*

При проектировании и производстве автотракторных двигателей монтажный зазор между верхним компрессионным кольцом и дном канавки поршня выбирают методом аналогии. При этом учитывают только тепловое расширение поршня, самого кольца и гильзы цилиндра, а такие факторы, как конструктивные особенности и режим работы двигателя, тепловые, силовые и монтажные деформации его деталей, их материал, а также шероховатость рабочей поверхности, отклонения формы и взаимного расположения деталей ЦПГ и КШМ, зазоры в их сопряжениях не принимают во внимание. В связи с чем значения монтажных зазоров чаще всего оказываются меньше их оптимальных величин, необходимых для надежной работы этих деталей и самих двигателей, что снижает качество приработки, вызывает задир, приводит к непосредственному контактированию, повышает скорость изнашивания и неравномерность износа рабочих поверхностей гильзы цилиндра, компрессионного кольца и канавки поршня, увеличивает вибрации и шумность двигателей. Более того, при особенно неблагоприятном сочетании перечисленных факторов резко повышается вероятность заклинивания компрессионных колец. Со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Из сказанного со всей очевидностью вытекает простой вывод: необходима более точная, чем существующие в настоящее время, методика расчета оптимальных монтажных зазоров между верхним компрессионным кольцом и дном канавки поршня автотракторных двигателей. И теоретические ее основы есть.

Известно, что на предприятиях-изготовителях ДВС значение действительного зазора $\Delta_д$ в рассматриваемом сопряжении вычисляют по формуле № 1 (табл. 1). При этом наибольшее ($d_{дб}$) и наименьшее ($d_{дм}$) значения диаметра $d_д$ обычно определяют по формулам № 2, а допуск $T_д$ рассматриваемого диаметра – по формуле № 3. Очевидно, что этот допуск для всех автотракторных двигателей получается одним и тем же: 0,025 мм.

Принимая во внимание формулы № 1 и 2, зависимости для расчета предельных (наибольшего $\Delta_{дб}$ и наименьшего $\Delta_{дм}$) значений действительного зазора в сопряжении "кольцо–канавка поршня" можно записать в виде формул № 4,

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Delta_д = D_н - (2t + d_д)$	$D_н$, t и $d_д$ – номинальные значения соответственно диаметра гильзы цилиндра, радиальной толщины поршневого кольца и диаметра головки поршня по дну канавки под кольцо
2	$d_{дб} = D_н - (2t + 0{,}006D_н + 0{,}5)$; $d_{дм} = D_н - (2t + 0{,}006D_н + 0{,}5) - 0{,}025$	–
3	$T_д = d_{дб} - d_{дм}$	–
4	$\Delta_{дб} = D_б - 0{,}994D_н + 0{,}525$; $\Delta_{дм} = D_м - 0{,}994D_н + 0{,}5$	$D_б$ и $D_н$ – наибольшее и наименьшее значения диаметра гильзы цилиндра
5	$T_{\Delta_д} = \Delta_{дб} - \Delta_{дм}$	–
6	$T_д = D_б - D_м$	–
7	$T_{\Delta_д} = T_д + 0{,}025$	–
8	$\Delta_{дс} = 0{,}5(D_б + D_м - 1{,}988D_н + 1{,}025)$	–
9	$\Delta_{дс} = \sum_1^{q_п}\Pi_{пi}$; $\Delta_{дт} = \sum_1^{q_т}\Pi_{т\,i}$	$q_п$ и $q_т$ – число факторов, влияющих соответственно на $\Delta_{дп}$ и $\Delta_{дт}$; $\Pi_{пi}$, $\Pi_{т\,i}$ – изменения $\Delta_{дп}$ и $\Delta_{дт}$, обусловленные i-м фактором
10	$\Delta_{дп} = D_н + H_г - 2(t + H_к) - (d_д + H_д)$; $\Delta_{дт} = D_н + H_г + h_ц - 2(t + H_к + h_к) -$ $-(d_д + H_д + h_д)$	$H_г$, $H_к$ и $H_д$ – отклонения размеров $D_н$, t, $d_д$ от номинальных их значений; $h_ц$, $h_к$ и $h_д$ – тепловое расширение гильзы цилиндра в зоне работы кольца, самого кольца по радиальной толщине и головки поршня по дну канавки под это кольцо при их нагреве до рабочей температуры, соответствующей установившемуся тепловому режиму двигателя
11	$h_ц = D_н\beta_ц(t_ц - t_0)$; $h_к = t\beta_к(t_к - t_0)$; $h_д = d_д\beta_п(t_{пд} - t_0)$	$\beta_ц$, $\beta_к$ и $\beta_п$ – коэффициенты теплового линейного расширения материалов гильзы цилиндра, верхнего компрессионного кольца и поршня; $t_ц$, $t_к$, $t_{пд}$ – рабочие температуры гильзы цилиндра в зоне работы кольца, самого кольца и головки поршня в сечении середины высоты его канавки под кольцо при установившемся тепловом режиме двигателя; $t_0 = 20$ °С

№ формулы	Формула	Примечания
12	$\Delta_{дг} = \Delta_{дп} + D_{н}\beta_{ц}(t_{ц} - t_{0}) - 2\,t\beta_{к}(t_{к} - t_{0}) - d_{д}\beta_{п}(t_{пд} - t_{0})$	–
13	$T_{дп} = T_{ц} + 2\,T_{к} + T_{д}$; $T_{дт} = T_{ц} + T_{hц} + 2\,(T_{к} + T_{hк}) + T_{д} + T_{hd}$; $T_{дт} = T_{ц} + D_{н}\beta_{ц}T_{tц} + 2\,(T_{к} + t\beta_{к}T_{tк}) + T_{d} + d_{д}\beta_{п}T_{tд}$	$T_{ц}$, $T_{к}$ и $T_{д}$ – допуск или поле рассеяния размеров D, t и $d_{д}$; $T_{hц}$, $T_{hк}$, T_{hd} – поле рассеяния теплового расширения гильзы цилиндра в зоне работы кольца, самого кольца по радиальной толщине и головки поршня по дну канавки под кольцо при их нагреве до рабочей температуры; $T_{tц}$, $T_{tк}$, T_{td} – поле рассеяния температуры этих деталей
14	$\Delta_{дпσ} = E_{дп} + 0{,}5T_{дп}$; $\Delta_{дпм} = E_{дп} - 0{,}5T_{дп}$; $\Delta_{дпσ} = E_{дт} + 0{,}5T_{дт}$; $\Delta_{дпм} = E_{дт} - 0{,}5T_{дт}$	$E_{дп}$ и $E_{дт}$ – координаты середины поля допуска или поля рассеяния зазоров $\Delta_{дп}$ и $\Delta_{дт}$
15	$E_{дп} = 0{,}5[(H_{гб} + H_{гм}) - 2(H_{кб} + H_{км}) - (H_{дб} + H_{дм})]$; $E_{дт} = 0{,}5[(H_{гб} + h_{цб} + H_{гм} + h_{цм}) - 2(H_{кб} + h_{кб} + H_{км} + h_{км}) - (H_{дб} + h_{дб} + H_{дм} + h_{дм})]$; $E_{дт} = 0{,}5\{[(H_{гб} + H_{гм} + D_{н}\beta_{ц}(t_{цб} + t_{цм}) - 2[H_{кб} + H_{км} + t\beta_{к}(t_{кб} + t_{км})] - [H_{дб} + H_{дм} + d_{д}\beta_{п}(t_{пдб} + t_{пдм})]$	$H_{гб}$ и $H_{гм}$, $H_{кб}$ и $H_{км}$, $H_{дб}$ и $H_{дм}$ – соответственно наибольшее и наименьшее (верхнее и нижнее) отклонения размеров D, t и $d_{д}$ от номинального значения; $h_{цб}$ и $h_{цм}$, $h_{кб}$ и $h_{км}$, $h_{дб}$ и $h_{дм}$ – наибольшее и наименьшее значения теплового расширения гильзы цилиндра в зоне работы кольца, самого кольца по радиальной толщине, головки поршня по дну канавки под кольцо при прогреве до рабочей температуры; $t_{цб}$ и $t_{цм}$, $t_{кб}$ и $t_{км}$, $t_{пдб}$ и $t_{пдм}$ – максимальное и минимальное значения рабочей температуры этих деталей при установившемся тепловом состоянии двигателя
16	$T_{дп} = \eta(\lambda_{ц}^2 T_{ц}^2 + 4\lambda_{к}^2 T_{к}^2 + \lambda_{d}^2 T_{d}^2)^{0,5}$; $T_{дт} = \eta(\lambda_{ц}^2 T_{ц}^2 + \lambda_{hц}^2 T_{hц}^2 + 4(\lambda_{к}^2 T_{к}^2 + \lambda_{hк}^2 T_{hк}^2) + \lambda_{d}^2 T_{d}^2 + \lambda_{hd}^2 T_{hd}^2)^{0,5}$; $T_{дт} = \eta(\lambda_{ц}^2 T_{ц}^2 + D_{н}\beta_{tц}\lambda_{tц}^2 T_{tц}^2 + 4(\lambda_{к}^2 T_{к}^2 + t\beta_{к}\lambda_{tк}^2 T_{tк}^2) + \lambda_{d}^2 T_{d}^2 + d_{д}\beta_{п}\lambda_{td}^2 T_{td}^2)^{0,5}$	η – коэффициент, зависящий от принимаемого процента риска или доверительной вероятности; $\lambda_{ц}$, $\lambda_{к}$ и λ_{d} – коэффициенты относительного рассеяния теплового расширения размеров D, t и $d_{д}$ от номинальных их значений; $\lambda_{hц}$, $\lambda_{hк}$ и λ_{hd} – коэффициенты относительного рассеяния теплового расширения гильзы цилиндра в зоне работы кольца, самого кольца по радиальной толщине и головке поршня по дну канавки под кольцо при их нагреве до рабочей температуры; $\lambda_{tц}$, $\lambda_{tк}$ и λ_{td} – коэффициенты относительного рассеяния рабочей температуры этих деталей

допуск $T_{\Delta_д}$ на него – формулы № 5, а допуск $T_{д}$ диаметра D – формулы № 6.

Принимая во внимание формулы № 4, получаем формулу № 7. Среднее же значение $\Delta_{дс}$ рассматриваемого зазора дает формула № 8.

Как видим, значение $d_{дб}$, найденное по формуле № 2, для двигателей рабочими объемами 2,445; 4,25 и 7,0 л меньше, чем предусмотрено действующими ТУ (табл. 2), а для других двигателей – наоборот. Рассчитанный диаметр $d_{дм}$ для двигателя рабочим объемом 7,0 л меньше, а для остальных – больше, чем по ТУ. Расчетный допуск $T_{д}$ рассматриваемого диаметра для всех автотракторных двигателей составляет 0,025 мм, а по ТУ он в 9,2...10,0 раз больше. Если размеры деталей, определяющие $\Delta_{д}$, имеют номинальные значения, то в сопряжении "кольцо–дно канавки поршня" всех двигателей обеспечивается гарантированный монтажный зазор, равный 0,8...1,4 мм (см. табл. 2). Но зазор $\Delta_{дб}$ для всех двигателей, рассчитанный по формуле № 4, меньше его значений, установленных ТУ. Наименьшее $\Delta_{дм}$ и среднее $\Delta_{дс}$ значения зазора по ТУ для двигателей рабочим объемом 2,445; 4,25 и 7,0 л – меньше, а рабочим объемом 4,75 л – больше их расчетных величин, а для двигателя рабочим объемом 6,0 л они одинаковы. Допуск $T_{\Delta_д}$ по ТУ в 8,35...10,47 раза превышает его расчетное значение, равное 85 мкм для всех исследуемых двигателей (см. также табл. 2). Причем он не обоснован ни теоретически, ни технически, ни экономически и чрезмерно занижен. Поэтому его обеспечение даже на моторостроительных предприятиях вызывает определенные трудности и связано с большими затратами, а на ремонтных предприятиях это практически неосуществимо.

Анализ результатов расчетов и экспериментальных данных свидетельствуют о том, что по приведенным выше формулам можно рассчитать только приближенные значения $\Delta_{д}$, т.е. ими нельзя пользоваться для окончательного расчета и установления действительных зазоров между верхним компрессионным кольцом и дном канавки поршня при производстве и ремонте двигателей. И именно потому, что эти формулы не учитывают перечисленные выше факторы (конструктивные особенности и режим работы двигателей, материал, размеры, деформации и жесткость деталей и т.д.). Но возможности такого учета все-таки есть. И они таковы.

В общем случае средние значения действительных зазоров между верхним компрессионным кольцом и дном канавки поршня при пуске двигателя ($\Delta_{дп}$) и установившемся тепловом режиме его работы ($\Delta_{дт}$) можно подсчитать по формулам № 9. Или, если эти формулы представить в развернутом виде, – по формулам № 10. При этом тепловое расширение деталей дают формулы № 11. В итоге получаем формулу № 12. Однако, пользуясь ею, следует иметь в виду, что из-за действия различных конструктивных, технологических и других факторов значения температур $t_{ц}$, $t_{к}$ и $t_{пд}$ даже при постоянных скоростных и нагрузочных режимах работы двигателей изменяются в определенных пределах. Поэтому и тепловые деформации рассматриваемых деталей двигателей имеют определенное поле рассеяния, что приводит к непостоянству зазора $\Delta_{дт}$.

Значения размеров гильзы цилиндра, кольца и головки поршня и их предельных отклонений, необходимые для расчетов действительных зазоров в сопряжении "кольцо–дно канавки поршня", приводятся в рабочих чертежах этих деталей, а также в соответствующей технической литературе. При этом значения параметров, рассчитанные по формулам № 9–12, обеспечивают полную взаимозаменяемость деталей.

Таблица 2

Параметр	Значение параметра, мм, для двигателя рабочим объемом, л			
	2,445 и 4,25	6,00	7,00	4,75
$D_н$	92,000	100,000	108,000	110,000
$D_б$	92,060	100,060	108,060	110,060
$D_м$	92,000	100,000	108,000	110,000
$T_д$	0,060	0,060	0,060	0,060
t	4,300	5,000	5,300	4,800
$t_б$	4,420	5,150	5,450	4,900
$t_м$	4,180	4,850	5,150	4,700
$d_д$	82,500	88,600	96,600	99,000
$d_{дб}$	82,500 / 82,348	88,600 / 88,900	96,600 / 96,252	99,000 / 99,240
$d_{дм}$	82,270 / 82,323	88,370 / 88,875	96,370 / 96,227	98,750 / 99,215
$T_д$	0,230 / 0,025	0,230 / 0,025	0,230 / 0,025	0,250 / 0,025
$\Delta_д$	0,900	1,400	0,800	1,400
$\Delta_{дб}$	1,430 / 1,137	1,990 / 1,185	1,390 / 1,233	1,910 / 1,245
$\Delta_{дм}$	0,660 / 1,052	1,100 / 1,100	0,500 / 1,148	1,200 / 1,160
$\Delta_{дс}$	1,045 / 1,094	1,545 / 1,143	0,945 / 1,191	1,555 / 1,203
$T_{\Delta_д}$	0,770 / 0,085	0,890 / 0,085	0,890 / 0,085	0,710 / 0,085

Примечание. Значения $D_н$, $D_б$, $D_м$, $T_д$, t, $t_б$, $t_м$, $d_д$ и стоящие в числителе взяты из действующих ТУ, значения, стоящие в знаменателе, рассчитаны по формулам № 1–8.

Такой метод расчета называется методом максимума–минимума [1]. Используемые в этом методе формулы № 10–12 справедливы для среднего значения факторов, влияющих на зазоры. Поэтому расчет по ним дает наиболее вероятные значения зазоров. По ним же рассчитывают и предельные зазоры. Но при определении максимальных зазоров в них нужно подставлять наибольшие значения составляющих со знаком плюс, а наименьшие – со знаком минус. Для расчета же минимальных зазоров наоборот: наибольшие – со знаком минус, наименьшие – со знаком плюс.

При пользовании этим методом допуск или поле рассеяния зазоров определяют по формулам № 13.

Рассматриваемые зазоры можно определить и вероятностным методом. Тогда их максимальное и минимальное значения дадут формулы № 14. При этом значения $E_{дп}$ и $E_{дт}$ подсчитываются по формулам № 15. Что же касается допусков анализируемых зазоров при расчете вероятностным методом, то для них предназначены формулы № 16.

Если расчет ведется с использованием теплового расширения указанных деталей при их рабочей температуре, то нужно применять вторую из формул № 13, 15 и 16. Когда же расчет выполняется исходя из температуры деталей при установившемся тепловом режиме работы двигателей, то справедливы третья из формул № 13, 15 и 16.

Для надежной работы деталей ЦПГ и двигателей при их производстве и ремонте необходимо соблюдать следующие условия: $\Delta_{дп} \geq \Delta_{д1п}$; $\Delta_{дп} \geq \Delta_{д2п}$; $\Delta_{дт} \geq \Delta_{д1т}$; $\Delta_{дт} \geq \Delta_{д2т}$, где $\Delta_{д1п}$ и $\Delta_{д2п}$ – зазоры между верхним компрессионным кольцом и дном канавки поршня в плоскости, проходящей через оси цилиндров и коленчатого вала, и в плоскости качания шатуна при пуске двигателя; $\Delta_{д1т}$ и $\Delta_{д2т}$ – те же зазоры, но при установившемся тепловом режиме работы двигателя.

Выполнимость этих условий проверяют по формулам № 9–16, вычисляя действительные значения зазоров в сопряжении "кольцо–дно канавки поршня" при производстве и ремонте автотракторных двигателей. Делается это для исключения возможности непосредственного контактирования кольца с дном канавки поршня, обеспечения надежной работы деталей ЦПГ и двигателей, оптимальной приработки рабочих поверхностей гильзы цилиндра, кольца и канавки поршня под кольцо.

Приведенные выше расчетные зависимости дают возможность найти значения зазоров между верхним компрессионным кольцом и дном канавки поршня под него при пуске и установившемся тепловом режиме работы двигателей. А это, безусловно, имеет большое теоретическое, научное и практическое значение.

Литература

1. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1986. – 352 с.

УДК 629.357

ЗАВОДСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ДЛИННОМЕРНЫХ ГРУЗОВ

П.П. МИШИН, Ю.А. РОМАНОВ, Е.А. СТЕПАНОВ, С.Е. АЛЕКСАНДРОВА
Филиал ФГУП "ЦЭНКИ" – НИИ СК имени В.П. Бармина (499. 433-36-84)

Рассмотрена методика проведения заводских испытаний агрегата для транспортировки длинномерных грузов. Этот вид испытаний проводится с целью подтверждения соответствия агрегата требуемым нормам и для проверки его работоспособности с учетом проведенного расчета прочности.
Ключевые слова: *транспортный агрегат, заводские испытания, длинномерный груз, прочность.*

Mishin P.P., Romanov Yu.A., Stepanov E.A., Aleksandrova S.E.

PRODUCTION TESTS IMPLEMENTATION OF LONG-LENGTH CARGO VEHICLES

Factory test implementation method of long-length cargo transportation unit frame is considered is this paper. The test implementation method carries out for unit functionality confirmation with a glance of the strength analysis and for unit confirmation test to required guideline.
Keywords: *transportation unit, factory test, long-length cargo, strength.*

Процесс проектирования транспортных средств для перевозки длинномерных грузов включает как конструктивные проработки вариантов исполнения агрегатов, так и прочностной расчет наиболее перспективных решений. Такой алгоритм должен иметь многоуровневый характер, при котором постпроектировочные испытания опытных образцов созданных конструкций выступают в качестве обоснования принятых конструктивных решений и подтверждения правильности проведенного ранее анализа прочности. К конструкциям транспортных средств, предназначенных для перевозки длинномерных грузов, предъявляются особые требования уже на этапах проектирования. Поэтому специфика дальнейшей эксплуатации таких агрегатов отражается и в методике проведения их испытаний.

На рис. 1 представлен такой агрегат для транспортирования груза длиной 25 м и массой 10,575 т. Этот агрегат представляет собой прицеп, для буксировки которого используется соответствующий балластный тягач. Такое техническое решение выбрано исходя из требований прочности, экономичности, простоты разработки. Прицеп состоит из рамы с ложементами и перемычками и двух прицепов-модулей ЧМЗАП-7020, на которые она опирается. Рама агрегата – сварная металлоконструкция, состоящая из продольных и поперечных балок, а также стоек, раскосов и подкосов. Вес транспортируемого груза воспринимается двумя установленными на раме ложементами, каждый из которых представляет собой криволинейную раму, сваренную из нескольких металлических листов.

В качестве проектировочного расчета прочности выступает анализ несущей способности агрегата, выполненный на основе разработанной по методу конечных элементов математической модели. Причем в качестве расчетного случая рассматривался вариант комбинации всей совокупности весовых, ветровых и инерционных нагрузок, приходящихся на конструкцию. В результате проектировочного расчета были получены значения интенсивностей напряжений и перемещений для всех узловых точек конструкции.

После отправки конструкторской документации и проектировочного расчета прочности на завод-изготовитель агрегата проводятся заводские испытания, которые сами по себе состоят из множества испытаний отдельных узлов и систем. Заводские испытания проводятся на территории предприятия–изготовителя агрегата в

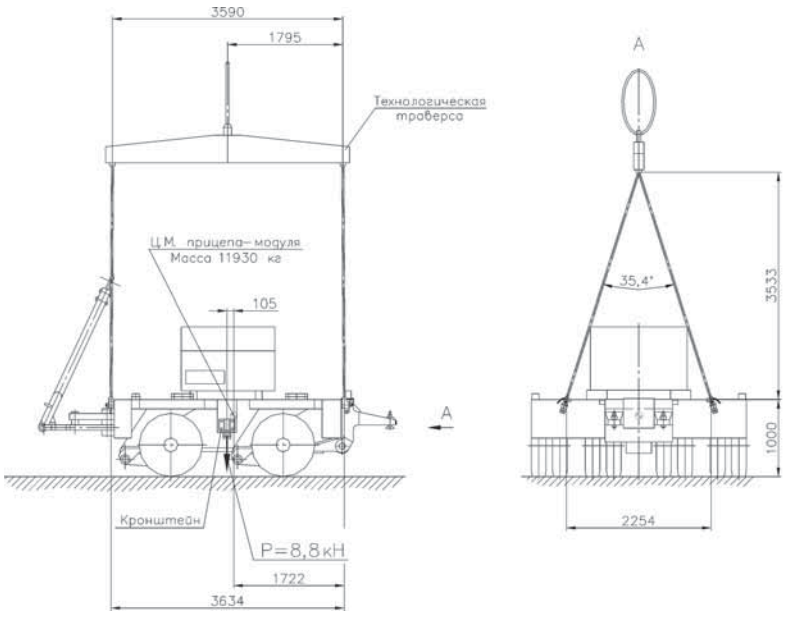


Рис. 1. Общий вид транспортировочного агрегата

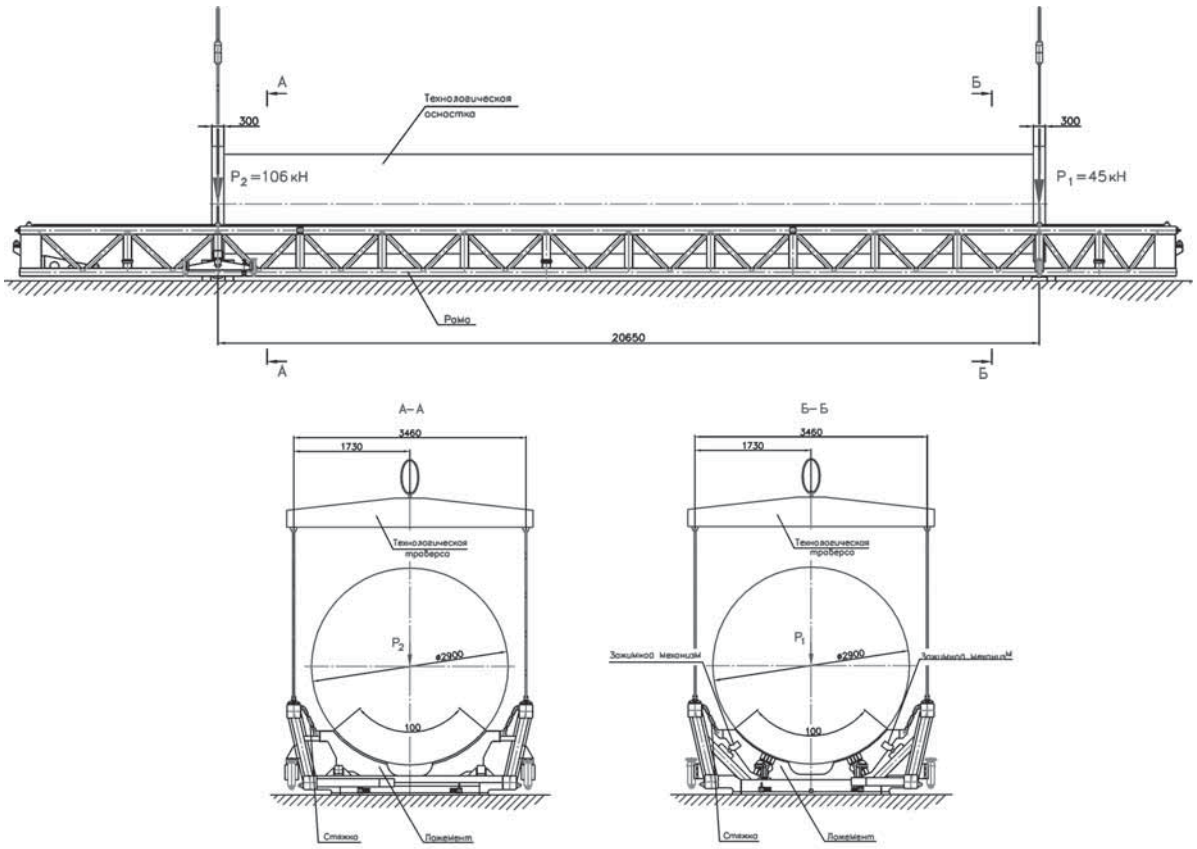


Рис.2. Силовые испытания агрегата

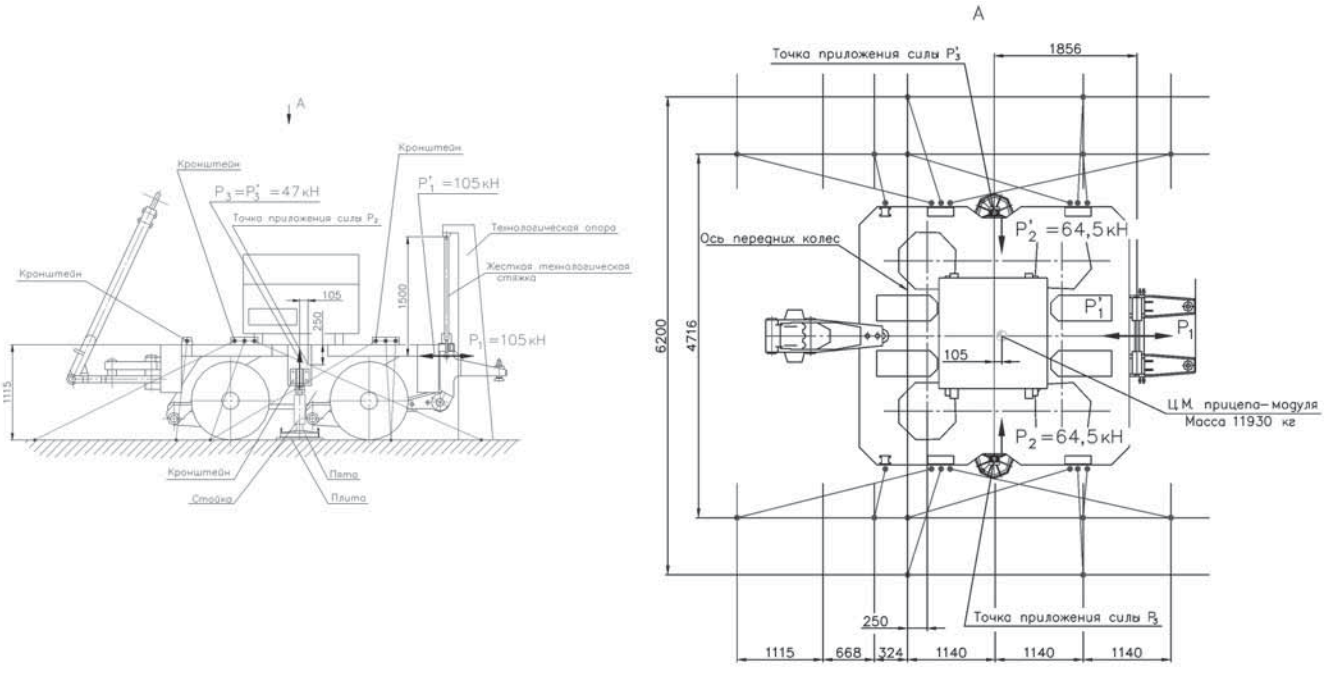


Рис. 3. Силовые испытания прицепа-модуля

соответствии с разработанной программой испытаний с целью подтверждения соответствия транспортного средства требованиям технического задания и конструкторской документации, определения его работоспособности и возможности допуска к автономным испытаниям. Для рассматриваемой конструкции предприятие-изготовитель – ОАО "ММЗ "Вымпел".

Задача, решаемая в ходе заводских испытаний, заключается в проверке и определении: комплектности агрегата, правильности принятых конструктивных и схемных решений, работоспособности и прочности агрегата, правильности взаимодействия и функционирования устройств и механизмов, качества изготовления и отладки на требуемые параметры. Методику проведения испытаний регламентируют конструкторская документация, техническое задание, эксплуатационная документация и собственно программа испытаний. На период проведения испытаний назначается комиссия, в которую входят представители завода-изготовителя, предприятий–разработчиков элементов и систем агрегата и предприятия–разработчика перевозимого груза.

Сама процедура испытаний рассматриваемого транспортного средства включает восемь этапов. Первый этап – проверка комплектности и состояния агрегата, в процессе которой проверяется наличие комплекта запасных частей и принадлежностей (ЗИП), указанных в документации на агрегат; проводится осмотр элементов конструкции на предмет повреждений деталей и сборочных единиц, а также для проверки качества их изготовления. Второй этап – проверка работоспособности механизмов агрегата, в ходе которого рама устанавливается на твердом основании на опорные платики перемычек. Затем проверяются работоспособности всех подвижных элементов агрегата путем их перемещения или поворота на указанные в документации расстояния и углы. Третий – седьмой этап – силовые испытания соответственно агрегата в целом, рамы, прицеп-модулей, такелажных точек рамы и прицеп-модулей. Каждый из них проводится методом трехкратного повторного приложения испытательной нагрузки с выдержкой при первом приложении 15 мин, при последующих – 10 мин. Весовая испытательная нагрузка реализуется с помощью укладываемого на ложементы грузомакета, а боковые нагрузки, обуславливаемые инерцией маневров и ветровым воздействием, прикладываются посредством специальных гидроцилиндров (рис. 2, 3). В ходе испытаний такелажных точек рама и прицеп-модули поднимаются технологической траверсой на 20...30 см от опорной поверхности (рис. 4, 5). Наконец, восьмой этап – ходовые испытания агрегата. На этом этапе агрегат с уложенной технологической оснасткой стыкуется с тягачом и транспортируется на скорости 15 км/ч по дороге с асфальтобетонным покрытием, имеющей продольный и поперечный уклоны не более 2 %. Также на этом этапе выполняется поворот агрегата автомобильным тягачом на угол 90° (рис. 6). После каждого этапа заводских испытаний конструкция осматривается на предмет наличия трещин в сварных швах и разрушений резьбовых соединений; проводится мониторинг остаточных деформаций в контрольных размерах; осуществляется проверка работоспособности электрооборудования и тормозных систем агрегата.

Результаты проведенных испытаний и проверок оборудования, а также сведения о выявленных недостатках с рекомендациями и сроками по их устранению заносятся в журнал испытаний. Далее оформля-

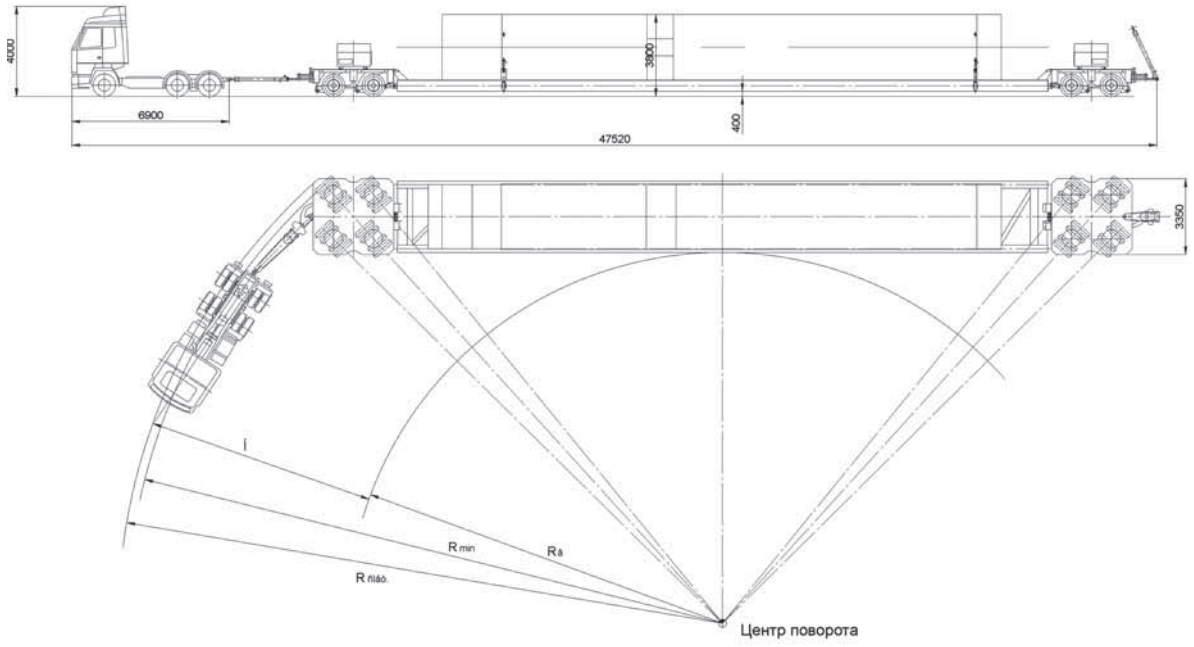


Рис. 4. Силовые испытания такелажных точек рамы

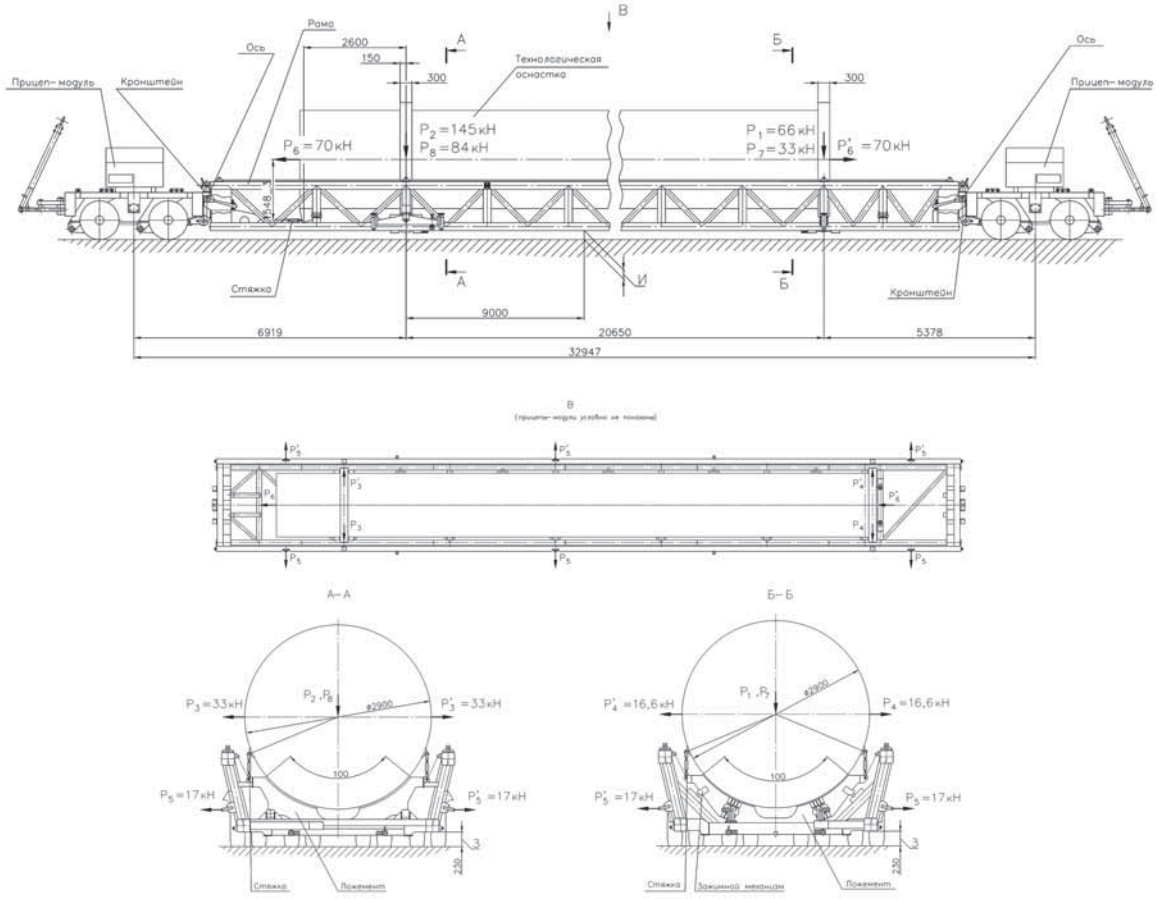


Рис. 5. Силовые испытания такелажных точек прицепа-модуля

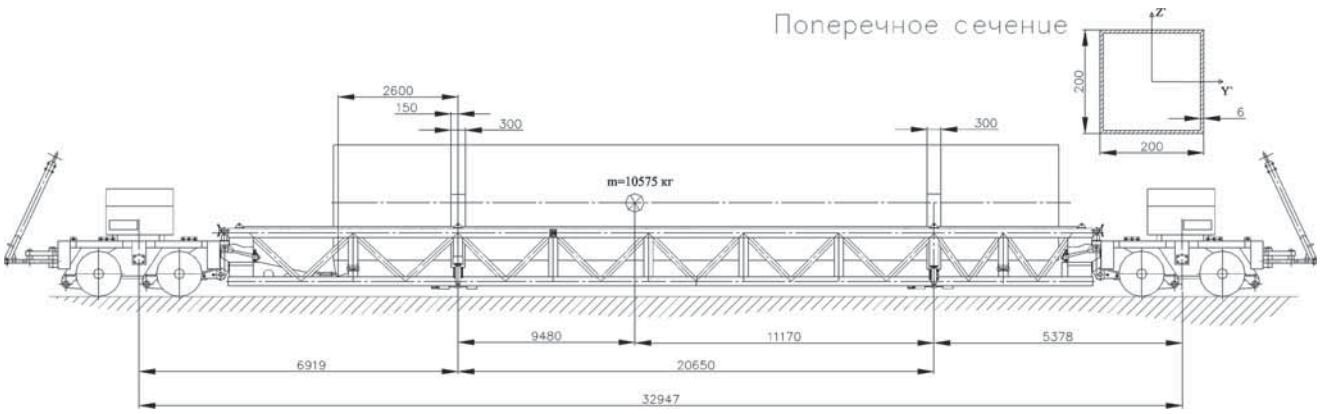


Рис. 6. Ходовые испытания агрегата

ются протокол и акт проведения заводских испытаний. Затем составляется технический отчет (по ГОСТ Р 51143–98) о проведении заводских испытаний агрегата. При наличии замечаний к конструкции агрегата предприятие-изготовитель в течение 10 дней после оформления документов рассылает заинтересованным предприятиям и организациям выписки из акта о выявленных неисправностях и отказах для принятия решений по их устранению. Окончательно принятым считается агрегат, прошедший заводские испытания, укомплектованный ЭД и ЗИП, опломбированный представителями ОТК.

Литература

1. Беляев В.М., Высоцкий М.С., Гилелес Л.Х. Автомобили: Испытания. Мн.: Высш. шк., 1991. – 187 с.
2. Программа и методика испытаний агрегата. Заводские испытания. ФГУП КБТМ. 2007.
3. Хусаинов А.Ш., Селифонов В.В. Теория автомобиля. Ульяновск: УлГТУ, 2008. – 121 с.

УДК 621.436

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫПОЛНЕННЫХ НА НЕЙ СРАВНИТЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ

Канд. техн. наук П.Р. ВАЛЬЕХО МАЛЬДОНАДО,
доктора техн. наук С.Н. ДЕВЯНИН и В.А. МАРКОВ,
канд. техн. наук Е.Г. ПОНОМАРЕВ
Университет машиностроения (МАМИ) (8.909. 638-22-68),
МГТУ имени В.П. Горячкина, МГТУ имени Н.Э. Баумана,
НПП "Агродизель"

Рассмотрены экспериментальная установка, позволяющая проводить экспериментальные исследования различных альтернативных топлив для дизелей, и результаты экспериментальных исследований их работы на нефтяном топливе и различных смесевых биотопливах.
Ключевые слова: *дизель, дизельное топливо, рапсовое масло, этиловый спирт, смесевое биотопливо.*

Vallejo Maldonado P.R., Devyanin S.N., Markov V.A., Ponomaryev E.G.

EXPERIMENTAL ARRANGEMENT AND RESULTS OF COMPARATIVE RESEARCH ON ALTERNATIVE FUELS FOR DIESEL ENGINES

An experimental installation for conducting experimental research on various alternative fuels for diesel engines and results of the experimental research on an engine running on diesel fuel and various mixed biofuels are presented.
Keywords: *diesel, diesel fuel, rapeseed oil, ethanol, biofuel mixture.*

В последние годы в качестве реальной альтернативы нефтяным дизельным топливам рассматриваются различные растительные масла. Причем мировой рынок этих масел представлен многими их видами. И выпускают их уже более 62 млн т в год, 90 % из них приходится на четыре их вида – подсолнечное, соевое, рапсовое и пальмовое [1, 2]. Вариантов их применения в качестве моторного топлива тоже четыре: без какой-либо дополнительной обработки; после специальной химической обработки; в смеси с нефтяными топливами; в смеси со спиртами. Их использование в автомобильной технике перспективно: уже сейчас стоимость таких масел и топлив на их основе соизмерима со стоимостью нефтяных дизельных топлив. Более того, в ряде случаев, особенно в тех странах, где растительные масла имеются в избытке, их применение в качестве моторных топлив становится экономически выгодным. Правда, полное замещение нефтяных дизельных топлив растительными маслами или их производными (метиловыми или этиловыми эфирами) в ближайшей перспективе маловероятно: под масличные культуры пришлось бы занимать слишком большие посевные площади. Но необходимо учитывать, что даже при небольшой (5...10 % объема) добавке растительного масла или метилового эфира этого масла в нефтяное дизельное топливо показатели токсичности отработавших газов дизелей (такие, как выброс сажи и продуктов неполного сгорания) существенно улучшаются [3]. То есть растительные масла, получаемые на их основе эфиры, а также спирты можно рассматривать не только как альтернативное топливо, но и как экологическую добавку к нефтяным моторным топливам.

Однако биотоплива – сравнительно новый вид топлива и поэтому не до конца изучен. Отсюда и некоторые практические проблемы, связанные с их применением. Например, если взять спирты, то их цетановое число не превышает 10 ед., что затрудняет их самовоспламенение в дизеле. Поэтому их приходится использовать лишь в качестве биодобавки к нефтяным моторным топливам. Масла же в чистом виде обладают излишне высокой вязкостью, что затрудняет их распыливание в камере сгорания. Есть и другие проблемы. И чтобы их решить, нужно проводить соответствующие исследования, а значит – иметь необходимое оборудование.

Оно, конечно, создается. Его примером может служить разработанная в Российском университете дружбы народов установка ИДТ-69 для исследования процесса сгорания смесей дизельного топлива и рапсового масла. И в частности – для оценки воспламеняемости смесевых топлив методом совпадения вспышек. Установка достаточно совершенна, оснащена устройствами, необходимыми для стабилизации внешних условий. Основные характеристики ИДТ-69 – следующие.

Частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	900 ± 10
Диаметр цилиндра, м	0,085
Ход поршня, м	0,115
Степень сжатия	7...23
Расход топлива, кг/ч	0...1,3
Угол опережения впрыскивания топлива, град. п.к.в.	0...30 до ВМТ
Давление впрыскивания топлива, МПа (кгс/см^2)	10,6±0,4 (106±4)
Температура, К (°С):	
всасываемого воздуха	342±1 (69±1)
жидкости, охлаждающей цилиндр	373±1 (100±1)
жидкости, охлаждающей форсунку	303±1 (30±1)
масла в картере	333±1 (60±1)
Давление масла в магистрали, МПа (кгс/см^2)	0,19±0,02 (1,9±0,02)
Зазор между штоками и коромыслами клапанов на холодном двигателе, мм:	
впускной клапан	0,20
выпускной клапан	0,25

Установка ИДТ-69 представляет собой (рис. 1) стенд с одноцилиндровым вихрекамерным дизельным отсеком *43*, который приводится электродвигателем *48* и способен поддерживать постоянную частоту вращения коленчатого вала и осуществлять такт пуска. Управляется она с пульта *1*. Для поддержания требуемой температуры воздуха на впуске имеется установленный в коллекторе *7* подогреватель *8* входящего в цилиндр воздуха, расход которого контролируется расходомером *6*. Температура масла в картере стабилизируется подогревателем *26*, а воды в системе охлаждения – с помощью теплообменника *10* в расширительном баке *11* с проточной водой, подаваемой из водопровода.

Степень сжатия установки изменяется с помощью винтовой пары регулировочного поршня *40*, размещенного в головке *14* отсека: поршень, перемещаясь, меняет объем вихревой камеры сгорания цилиндрической формы, имеющей соединительный канал, расположенный тангенциально в вихревой камере и соединяющий ее с полостью над поршнем. В вихревой камере на оси ее цилиндрической части установлена форсунка *36* со штифтовым распылителем,

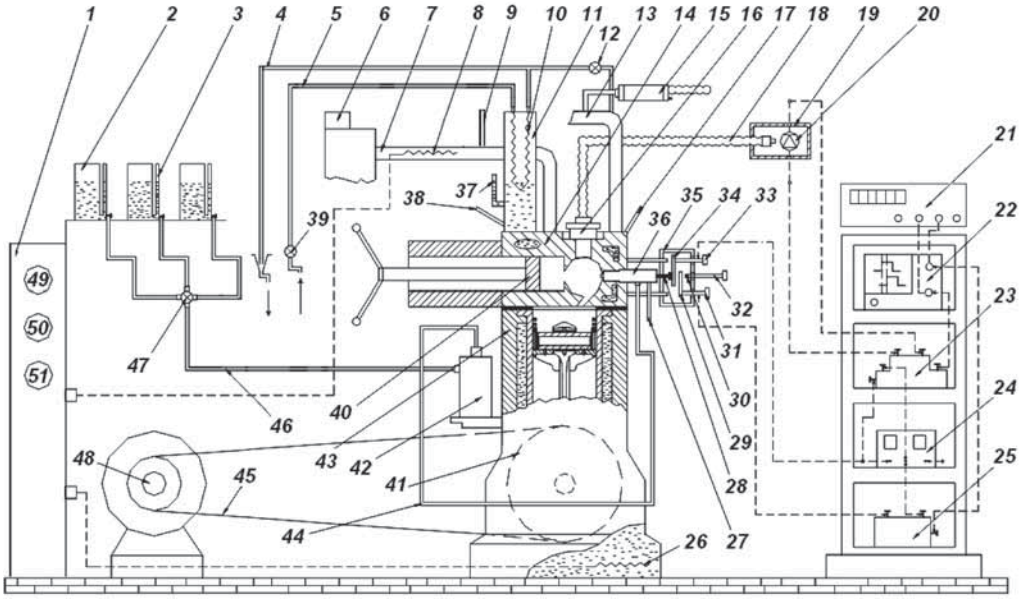


Рис. 1. Схема модернизированной установки ИДТ-69:

1 – пульт управления; *2* – емкости исследуемых топлив; *3* – мензурка; *4* и *5* – слив и подвод охлаждающей воды; *6* – расходомер воздуха; *7* – впускной коллектор; *8* – подогреватель воздуха на впуске; *9*, *17* и *38* – термометр; *10* – теплообменник; *11* – расширительный бак; *12* и *39* – кран для воды; *13* – выхлопная трубка; *14* – головка отсека; *15* – отборник отработавших газов (дымометр); *16* – оптический приемник; *18* – световод; *19* – фотодатчик; *20* – фотодиод; *21* – частотомер; *22* – осциллограф; *23* – усилитель; *24* – блок питания; *25* – электрический фильтр; *26* – подогреватель масла; *27* – слив топлива из форсунки; *28* – изолятор; *29* и *34* – контакты движения иглы форсунки; *30* – *33* – клемма и винт регулировки зазора между контактами; *35* – датчик хода иглы форсунки; *36* – штифтовая форсунка; *37* – мензурка системы охлаждения отсека; *40* – регулировочный поршень; *41* – маховик отсека; *42* – топливный насос высокого давления (ТНВД); *43* – одноцилиндровый отсек; *44* – топливопровод высокого давления; *45* – ременная передача; *46* – топливопровод низкого давления; *47* – кран переключения исследуемых топлив; *48* – электродвигатель привода отсека; *49* – манометр; *50* – реостат; *51* – термометр

снабженная контактным датчиком *35* контроля движения иглы распылителя. Выхлопная трубка *13* оснащена отводом, к которому через штуцер присоединен отборник отработавших газов *15*, предназначенный для проведения анализа дымности отработавших газов.

На этой установке были исследованы многие топлива, отличающиеся по склонности к сажеобразованию при работе на них дизеля. В том числе дизельное, рапсовое масло, смесь 90 % рапсового масла и 10 % этилового спирта, смесь 70 % данного масла и 30 % этилового спирта. Причем для исследования топлив, содержащих рапсовое масло и этиловый спирт, потребовалось создать специальный смеситель – эмульгирующее устройство.

Таблица 1

Топливо	Плотность, кг/м^3	Низшая теплота сгорания, кДж/кг	Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг/кг
Дизельное	840	42 500	14,3
Рапсовое масло	921	37 300	12,5
90 % рапсового масла + 10 % этилового спирта	902	36 360	11,8
70 % рапсового масла + 30 % этилового спирта	890	34 397	11,3

Основные физико-химические свойства исследованных топлив приведены в табл. 1. Количество каждого из этих топлив, подаваемого в камеру сгорания установки, определялось для смеси индивидуально, из условия сохранения постоянства состава смеси (коэффициент избытка воздуха поддерживался на уровне $\alpha \approx 2{,}25$). Для обеспечения данного условия величина цикловой подачи топлива ($V_ц$) задавалась в соответствии с формулой:

$$V_ц = \frac{G_в}{3 \cdot 10^{-8}\, \alpha\, l_0\, \rho_т\, n},$$

где $G_в$ – часовой расход воздуха, кг/ч; α – требуемый коэффициент избытка воздуха; l_0 – стехиометрический коэффициент для исследуемого топлива; $\rho_т$ – его плотность; n – частота вращения коленчатого вала установки.

Камера сгорания установки – разделенного типа – вихревая (рис. 2) и работает следующим образом.

В процессе сжатия поршень *7* через тангенциальный канал *6* вытесняет воздух из надпоршневого пространства в вихревую камеру *3*, а так как этот ка-

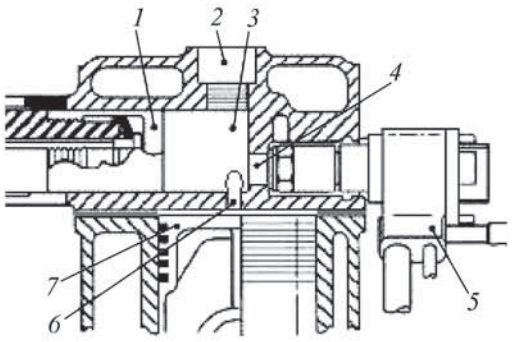


Рис. 2. Схема камеры сгорания установки ИТД-69:

1 – регулировочный поршень; *2* – датчик воспламенения; *3* – вихревая камера; *4* – штифтовой распылитель; *5* – форсунка; *6* – тангенциальный канал; *7* – поршень

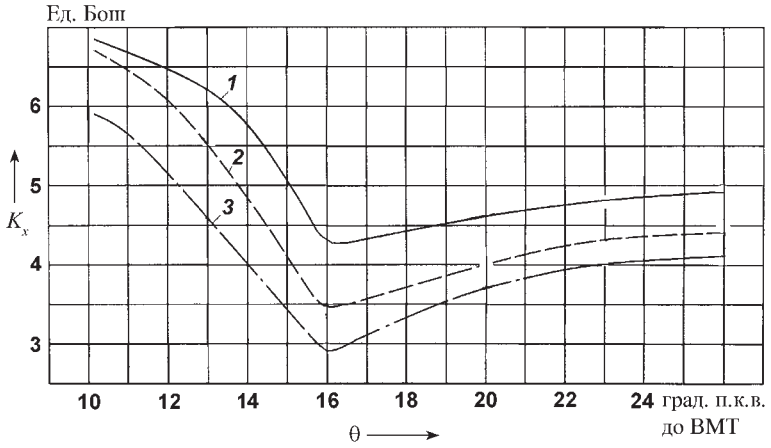


Рис. 3. Зависимость дымности отработавших газов от угла опережения впрыскивания и вида топлива при ε = 18:

1 – рапсовое масло; *2* – рапсовое масло + 10 % этилового спирта; *3* – рапсовое масло + 30 % этилового спирта

нал в вихревой камере расположен тангенциально, то происходит закручивание воздушного заряда в ней. В результате топливо через штифтовой распылитель *4* форсунки *5* подается в уже вращающийся воздушный заряд, следовательно, хорошо распыляется.

Характеристики образующихся в камере сгорания топливовоздушных смесей для исследованных топлив приведены в табл. 2. Там же даны и значения количества $Q_ц$ теплоты, подаваемой в цилиндр установки с топливовоздушной смесью за цикл.

Испытания топлив проводились в два этапа. На первом исследовались топлива № 1, 2 и 3 (см. табл. 2) при степени сжатия ε = 18 и различных углах θ опережения впрыскивания; на втором – топлива № 1, 2, 3 и 4 при угле опережения впрыскивания 13° до ВМТ и различных степенях сжатия.

Результаты первого этапа испытаний представлены на рис. 3. Как из него следует, при работе дизеля на рапсовом масле или его смеси с 10 % этанола существенно уменьшается дымность его отработавших газов. Причем во всем исследованном диапазоне изменения (от 10 до 26° п.к.в до ВМТ) угла θ опережения впрыскивания. Например, при переходе с дизельного топлива на рапсовое масло снижение дымности составляет 0,2...0,8 ед. по шкале Бош, т.е. 3...19 %, а добавка к рапсовому маслу 10 % этанола уменьшает дымность еще на 0,3...0,7 ед., или на 7...18 %. Максимальное же снижение (1,6 ед. по шкале Бош, или 24 %) дымности достигнуто при работе с θ = 13° п.к.в. до ВМТ на рапсовом масле с 10 % этанола.

Правда, при уменьшении угла опережения впрыскивания меньше 16° п.к.в. до ВМТ дымность отработавших газов несколько возрастает, что, вероятно, связано с уменьшением количества топлива, поданного за период задержки воспламенения, и увеличением его доли, сгорающей в диффузионной фазе горения, когда неиспарившееся топливо выбрасывается из вихревой камеры в основную и при плохом смесеобразовании превращается в сажу.

На рис. 3, как видим, четко выражен излом характеристик при угле опережения впрыскивания θ = 16° п.к.в. до ВМТ, после которого дымность возрастает. Это может быть объяснено затягиванием периода задержки воспламенения при раннем впрыскивании, удлинением струй распыливаемого топлива за этот период и увеличением количества топлива, попадающего на относительно холодные стенки камеры сгорания. Результат – плохое перемешивание топлива с воздухом, затягивание его догорания и увеличение дымности отработавших газов.

Таблица 2

Топливо	Расход воздуха, кг/ч	Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг/кг	Цикловая подача топлива, мм^3/цикл	Коэффициент избытка воздуха	Количество теплоты, подаваемой в цилиндр с топливовоздушной смесью за цикл, Дж
Дизельное (№ 1)	15,84	14,3	22,5	2,17	799,6
Рапсовое масло (№ 2)		12,5	23,2	2,19	797,5
90 % рапсового масла + + 10 % этилового спирта (№ 3)		11,8	24,2	2,28	790,7
70 % рапсового масла + + 30 % этилового спирта (№ 4)		11,3	25,9	2,25	790,8

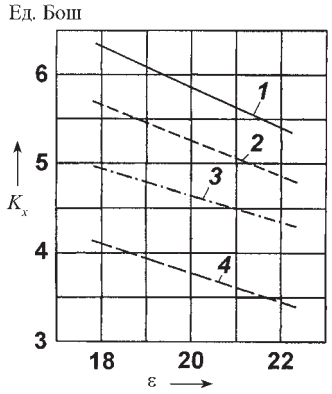


Рис. 4. Зависимость дымности отработавших газов от степени сжатия и вида топлива при $\theta = 13°$ *п.к.в. от ВМТ:*

1 – дизельное топливо; *2* – рапсовое масло; *3* – рапсовое масло + 10 % этилового спирта; *4* – рапсовое масло + 30 % этилового спирта

При угле опережения впрыскивания более 16° п.к.в. до ВМТ, т.е. при еще более раннем впрыскивании, количество топлива, попадающего на стенки камеры сгорания, возрастает, что и вызывает такой рост дымности.

Результаты второго этапа испытаний представлены на рис. 4. Как из него следует, использование рапсового масла или его смеси с 10 и 30 % этанола очень существенно снижает, по сравнению с работой на дизельном топливе, дымность отработавших газов во всем (от 18 до 22) исследованном диапазоне изменения степени сжатия. Это снижение при работе на рапсовом масле составляет 0,6...1,3 ед. по шкале Бош, добавка к маслу 10 % этанола дает еще 0,5...0,7 ед., а добавка к маслу 30 % этанола – 0,7...1,1 ед. Причем характерно: увеличение степени сжатия свыше $\varepsilon = 18$ улучшает качество смесеобразования при любых топливах. Что, в общем-то, и следовало ожидать: повышение ε всегда сопровождается ростом температуры воздушного заряда, а также степени турбулизации втекающего в камеру сгорания и вытекающего из нее потока. Кроме того, увеличивается плотность воздушного заряда в процессе впрыскивания, что снижает дальнобойность топливной струи и вероятность попадания топлива на относительно холодные стенки камеры сгорания. Поэтому для наибольшего снижения дымности отработавших газов рассматриваемые смесевые биотоплива целесообразно использовать в сочетании с повышенной степенью сжатия.

Таким образом, проведенные на установке ИТД-69 испытания с коэффициентом избытка воздуха 2,2...2,3 показали, что использование альтернативных топлив (рапсовое масло или его смеси с этиловым спиртом в количестве 10 и 30 %) действительно снижает, по сравнению с работой только на дизельном топливе, дымность отработавших газов. Причем наибольший эффект наблюдается при изменении угла опережения впрыскивания от 10 до 26° п.к.в. до ВМТ и повышении степени сжатия с 18 до 22.

Литература

1. Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях / В.А. Марков, С.Н. Девянин, В.Г. Семенов и др. М.: ООО НИЦ "Инженер" (Союз НИО), ООО "Онико-М", 2011. – 536 с.
2. Енцова А. Растительный бизнес. Продвижение продовольствия. 2011. № 3 (http://www.habeas.ru/prod/2011/03/rastitelnyj-biznes).
3. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 376 с.

УДК 621.9

ФОРМИРОВАНИЕ МИКРОСТРУКТУРЫ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ОТВЕРСТИЯ ДЕТАЛИ ПРИ ДЕФОРМИРУЮЩЕМ ПРОТЯГИВАНИИ В СРЕДЕ МЕТАЛЛОПЛАКИРУЮЩИХ СМАЗОК

Канд. техн. наук Е.А. БУЙЛОВ
Университет машиностроения (МАМИ) (495. 468-35-79)

Рассматривается влияние применяемых смазок на формирование микроструктуры поверхностного слоя для разных материалов и технологических параметров при деформирующем протягивании.

Ключевые слова: *микроструктура, протягивание, металлоплакирующие смазки, поверхностный слой.*

Buylov E.A.

FORMATION OF SURFACE LAYER MICROSTRUCTURE OF A DETAIL AT DEFORMING PULING INSIDE THE ENVIRONMENT METAL CLAD LUBRICATION

The influence of applied lubrication on formation of a surface layer microstructure at deforming puling for various materials and technological parameters is considered.

Keywords: *microstructure, deforming puling, metal clad lubrications, surface layer.*

Формирование микроструктуры поверхностного слоя, как известно, оказывает существенное влияние на эксплуатационные качества – износостойкость, усталостную прочность, коррозионную стойкость и др. Работами в данной области занимались такие специалисты, как А.М. Кузнецов, В.А. Кузнецов, Ю.Г. Проскуряков, А.М. Розенберг, О.А. Розенберг [1–5]. Однако и сегодня в МАМИ продолжается изучение этого явления. В частности, исследовано влияние основных технологических параметров (натяга, толщины стенки обрабатываемого материала, исходной шероховатости поверхности) на микроструктуру поверхностного слоя для различных условий обработки на образцах из стали 20, 45, 40Х, 12ХН3А одноэлементным инструментом как одно-, так и многоцикловой обработкой с применением сульфофрезола или металлоплакирующей смазки.

В процессе обработки поверхностный слой обрабатываемой детали подвергается неоднородной пластической деформации, которая уменьшается по глубине заготовки. Пластическая деформация сопровождается определенными структурными изменениями в поверхностном слое обрабатываемого материала, а в некоторых случаях происходит дробление зерен на фрагменты и блоки, которые, ориентируясь в направлении деформации, образуют при определенных условиях текстуру. По анизотропии такая текстура приближается к монокристаллам, из-за чего может выдерживать значительные статические и циклические нагрузки, но при этом весь-

ма чувствительна к напряжениям сдвига [1, 2, 3, 4 и др.]. В поверхностном слое при пластической деформации увеличиваются все характеристики сопротивления деформирования, снижается пластичность, повышаются твердость и хрупкость.

Деформирующее протягивание – высокопроизводительный процесс механической обработки, позволяющий варьировать физико-механические свойства деталей в широком диапазоне с учетом условий эксплуатации. Например, зная схему нагружения деталей в процессе эксплуатации, можно создать такой текстурированный слой, который обеспечивает максимальную износостойкость детали. Немаловажную роль при деформирующем протягивании играет и применяемая смазка, так как при обработке в зоне контакта возникают большие силы трения скольжения. Поэтому правильный выбор смазки уменьшает силы трения, адгезионное схватывание металла инструмента и заготовки, облегчает упругое и пластическое деформирование обрабатываемого металла.

В данном эксперименте использовались металоплакирующие смазки и для сравнения традиционная смазка – сульфофрезол. В процессе обработки металоплакирующая смазка образует неразрывную, самовосстанавливающуюся, экранирующую пленку, частично воспринимающую на себя сдвиговые деформации, что облегчает условия упругой и пластической деформации металла в радиальном направлении.

Из анализа микроструктуры поверхностных слоев металла в отверстиях втулок из ст. 45, обработанных с натягами $a = 0{,}2$; 0,4; 0,8 мм. видно, что протягивание с натягом $a = 0{,}2$ мм приводит почти к полному сглаживанию микронеровностей. Однако при $a = 0{,}2$ мм в обоих условиях смазки заметных изменений структуры не происходит. При обработке с натягом $a = 0{,}4$ и 0,8 мм изменения структуры поверхностного слоя обнаруживаются при протягивании с сульфофрезолом (граничное трение), которое выражается в незначительном изменении зерен и их наклоне в направлении движения инструмента. При обработке с металлоплакирующей смазкой существенных изменений не происходит, что объясняется меньшим коэффициентом трения и меньшими сдвиговыми деформациями. Из этих же фотографий видно, что с увеличением натяга степень деформированности зерен, а также глубина измененного структурного слоя увеличиваются для обоих условий смазки, однако при металлоплакирующей смазке – менее интенсивно. Изменение зерен на более мелкие фрагменты практически неощутимо.

Протягивание с натягом $a = 0{,}4 \div 0{,}8$ мм не приводит к полному сглаживанию оставшихся после предварительной обработки гребешков микронеровностей, что подтверждает наличие остаточных упругопластичских деформаций. Характер изменения микроструктуры в зависимости от суммарного натяга и числа циклов обработки примерно тот же, что и при одноэлементной обработке. Из анализа фотографий микроструктуры поверхностных слоев металла в отверстиях втулок из ст. 45, обработанных с суммарным натягом $\Sigma a = 0{,}4$; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8 мм и соответственно числе циклов обработки n =2, 3, 4, 5, 9 деформирующих элементов. При этом глубина измененного структурного слоя при равенстве степени деформации тем больше, чем меньше натяг на деформирующий элемент и больше циклов обработки. Данный вывод одинаков как для обработки с сульфофрезолом, так и с металлоплакирующими смазками.

При многоцикловой обработке характер изменения микроструктуры для обоих условий смазки примерно одинаков. Так, при увеличении числа циклов обработки зерна, расположенные в поверхностном слое металла, начинают измельчаться, а затем с увеличением числа циклов обработки и суммарного натяга появляется их наклон в сторону движения инструмента.

При обработке в среде сульфофрезола на третьем проходе и при $\Sigma a = 0{,}5$ мм обнаруживается незначительное измельчение зерен, на пятом проходе и при $\Sigma a = 0{,}6$ мм появляются первые признаки текстурирования – наклон зерен, а при $n = 6$ и $\Sigma a = 0{,}7$ мм на поверхности появляется шелушение (перенаклеп). При обработке в среде металлоплакирующей смазки процесс текстурирования идет менее интенсивно: лишь на пятом проходе при $\Sigma a = 0{,}5$ мм обнаруживается измельчение зерен, на седьмом при $\Sigma a = 0{,}75$ мм наклон зерен становится более четким и лишь при $n = 9$ и $\Sigma a = 0{,}8$ мм начинается шелушение.

Следует также отметить, что при равенстве числа циклов деформаций степень изменения микроструктуры поверхностных слоев и глубины залегания этих изменений будет больше при большем натяге на деформирующий элемент, а следовательно, большем суммарном натяге. Причина увеличения степени структурных изменений состоит в трении деформирующих элементов об обрабатываемую поверхность, и чем большему числу циклов деформаций и трения подвергается обрабатываемая поверхность, тем больше вытягиваются зерна поверхностного слоя в сторону действия силы трения.

Таким образом, в процессе пластической деформации, происходящей при протягивании отверстия деформирующими протяжками, поверхностные слои металла претерпевают структурные изменения, выражающиеся в образовании текстуры, а в некоторых случаях – и в дроблении зерен. Упрочненный поверхностный слой имеет повышенную твердость по сравнению с твердостью сердцевины. Наиболее существенные влияния на структурные изменения и упрочнения оказывают натяг на деформирующий элемент, толщина стенки и исходная твердость обрабатываемого материала.

Литература

1. Кузнецов А.М. Технологические основы создания методов обработки в машиностроении. Дисс. на соискание ученой степени д.т.н., М.: МАМИ, 1975 г.
2. Кузнецов В.А. Исследования качества поверхностного слоя при деформирующе-режущем протягивании. Дисс. на соискание ученой степени к.т.н. М.: МАМИ, 1985. – 211 с.
3. Проскуряков Ю.Г., Романов В.И., Исаев А.Н. Объемное дорнование отверстий. М., Машиностроение, 1984. – 222 с.
4. Розенберг А.М. Физические явления при деформирующем протягивании и резании пластических материалов. Киев, Институт сверхтвердых материалов АН УССР, 1978 г., – 187 с.

УДК 629.124.9.039

АМФИБИЙНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ ДЛЯ АРКТИКИ: КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ ПАТЕНТНОЙ АКТИВНОСТИ В США ЗА ПЕРИОД 1992–2012 ГОДОВ

Кандидаты техн. наук А.Е. ДУБИН, В.Е. НЕСТЕРОВ
МГТУ имени Н.Э. Баумана
E-mail: tec@sm.bmstu.ru

Применение амфибийных транспортных средств на воздушной подушке (ТСВП) считается сегодня одним из наиболее перспективных направлений при решении задач освоения территорий за полярным кругом и арктического континентального шельфа. В настоящей работе представлен комплексный анализ патентной активности в США в области совершенствования конструкций амфибийных ТСВП и их подсистем за период 1992–2012 гг.

Ключевые слова: *Арктика, амфибийное транспортное средство на воздушной подушке, судно на воздушной подушке, патент США, комплексный обзор, гибкое ограждение, система управления, стабилизация, конструкция, силовая установка.*

Dubin. A.E., Nesterov V.E.

AIR CUSHION VEHICLES (HOVERCRAFTS) FOR ARCTIC OPERATIONS: a comprehensive research of the U.S. patent database in the period of 1992–2012

Today amphibious air cushion vehicles (hovercrafts) can successfully be used to perform different kinds of polar as well as the Arctic continental shelf's operations. In this paper we provide a comprehensive research of the U.S. patent database related to such a type of machines and their subsystems in the period of 1992–2012.

Keywords: *Arctic, amphibious air cushion vehicle, hovercraft, U.S. patent, comprehensive research, flexible skirt, control system, stabilizing, body structure, and propulsion.*

С принятием федеральной целевой программы "Развитие гражданской морской техники" на 2009–2016 гг. Россия активно включилась в международную гонку стран-участниц "арктического клуба" по созданию развитой инфраструктуры для эффективного освоения месторождений углеводородов в Северном Ледовитом океане. В рамках этой программы планируется создать целую линейку новой техники для освоения арктических районов. Предполагается, что разрабатываемые в рамках программы суда на воздушной подушке будут конкурировать по грузоподъемности с традиционными для этих широт транспортными средствами – вертолетами Ми-8, но окажутся существенно экономичнее по расходу топлива и значительно более дешевыми [1].

Амфибийные транспортные средства на воздушной подушке (ТСВП) на протяжении последних 40 лет демонстрируют свою высокую эффективность при решении разнообразных гражданских и военных задач в северных и арктических природных условиях во многих странах мира, например на Аляске и в Канаде. Благодаря присущим этим машинам уникальным техническим особенностям данные транспортные средства в ряде случаев просто не имеют альтернатив при освоении и эксплуатации природных богатств северных, заполярных территорий и арктического континентального шельфа [3–4].

С целью определения современного технического уровня зарубежных ТСВП, которые могут использоваться для эксплуатации в северных, заполярных регионах, а также на арктическом континентальном шельфе, выявления основных тенденций их применения и совершенствования были выполнены патентные исследования.

Поиск и отбор патентной информации осуществлялся с 20-летней ретроспективой в соответствии со следующей методикой. Выбранная патентная документация включала действующие патенты на изобретения США за период 1992–2012 гг.; для поиска патентной документации использована официальная государственная база данных национального патентного ведомства США в сети Интернет, "US PTO" [5]; поиск в базе данных патентов США выполнен по рубрикам Международной патентной классификации (МПК) [2] (с последующим уточнением результатов путем дополнения исходных запросов логическими правилами с использованием ключевых слов: ice – лед, arctic – арктический, cold – холод, polar – полярный, north – Север, wing – крыло, amphibious – амфибийный); B60V 1/00 – транспортные средства на воздушной подушке; B60V 1/02 – транспортные средства, в которых подушка образуется и сохраняется при помощи по меньшей мере одной воздушной завесы по периметру транспортного средства; B60V 1/04 – транспортные средства, в которых подушка ограждена, хотя бы частично, стенками; B60V 1/11 – управление системой автоматической стабилизации и высоты; B60V 1/12 – управление системой автоматической стабилизации и высоты разделением подушки; B60V 1/14 – движители, управление ими; B60V 1/16 – гибкие ограждения; B60V 1/18 – конструкция корпуса; B60V 3/00 – наземные транспортные средства, суда или летательные аппараты, приспособленные или модифициро-

Номер патента, дата публикации	Классификационный индекс	Патентообладатель, страна. Название патента
US 7654353, 02.02.2010	B60V 1/16	Textron Inc., US. Wrapped-cone fingers for skirt systems
US 7398740, 15.07.2008	B60V 1/00, B60V 1/02, B60V 1/14, B60V 3/00, B60V 3/06, B63V 1/38, B63V 3/02	Franz B. Boncodin, US. Multi-mission/purpose ground-effect craft derived from a common modular platform
US 7347154, 25.03.2008	B63B 1/38, B60V 1/16	Coupland Bell Limited, GB. Amphibious craft
US 7290631, 06.11.2007	B60V 1/04	Textron Inc., US. Wrapped-cone fingers for skirt systems
US 6845833, 25.01.2005	B60V 1/11, B60V 1/14	Lawrence Shuniak, US. All-terrain vehicle
US 6715574, 06.04.2004	B60V 1/11	Aeromobile, Inc., US. Airstream control system for a hovercraft
US 6591928, 15.07.2003	B60V 1/14	Klaus Blum, CH. Hovercraft
US 6200069, 13.03.2001	E02B 17/08, E02D 29/00, B60V 1/00, B60V 3/00	George Austin Miller, US. Hovercraft work platform
US 5931248, 03.08.1999	B60V 1/16	The Secretary of the Navy, US. Durable roll-stabilizing keel system for hovercraft
US 5871061, 16.02.1999	B60V 1/00	Douglas W. Ashton, US. Hovercraft load transporting apparatus
US 5836413, 17.11.1998	B60V 1/02	Pen-Chang Liao, TW. Hovercraft capable of storing energy and air-cushion producing method therefor
US 5655616, 12.08.1997	B60V 1/11	Hans Witt, Henrik Witt, Karsten Witt, DE. Hovercraft and process of regulating air cushion
US 5560443, 01.10.1996	B60V 1/16	Ralph K. DuBose, US. Hovercraft having segmented skirt which reduces plowing
US 5542366, 06.08.1996	B63B 1/34, B60V 1/16	Textron Inc., US. Air cushion vehicle with high stability skirt system

Номер патента, дата публикации	Классификационный индекс	Патентообладатель, страна. Название патента
US 5522470, 04.06.1996	B60V 1/11, B60V 1/14	Hartmut Stiegler, DE; Albert Blum, CH. Trim compensation for a hovercraft
US 5520261, 28.05.1996	B60V 1/04	Hartmut Stiegler, DE; Albert Blum, CH. Static trimmer for a hovercraft
US 5520260, 28.05.1996	B60V 1/11	Hartmut Stiegler, DE; Albert Blum, CH. Steering gear for a hovercraft
US 5501291, 26.03.1996	B60V 1/16	Dan/Hover c/o Leif Qvist, DK. Skirt for an air cushion vehicle and filament member thereto
US 5307893, 03.05.1994	B60V 1/14	Textron, Inc., US. Air cushion vehicle having volute side thrusters
US 5273128. 28.12.1993	B60V 1/11	Leslie Clendening, John Schwingshnndl, CA. Hovercraft control system
US 5195602, 23.03.1993	B60V 1/12	Carl W. Weiland, US. Stabilized air cushion vehicle
US 5119897, 09.06.1992	B60V 1/16	Takumi Moriwake, JP. Means for mounting a skirt on an air cushion vehicle
US 5113961, 19.05.1992	B60V 1/14	John R. Wyss, US. Tractor and trailer combination air cushioned vehicle
US 5097919, 24.03.1992	B60V 1/11	Dowty Woodville Polymer Limited, GB. Surface effect vehicle
US 5096013, 17.03.1992	B60V 1/14	Kawasaki Jukogyo Kabushiki Kaisha, JP. Reduced-noise propulsion system of air-cushion vehicle

ванные для передвижения на воздушной подушке; B60V 3/02 – наземные транспортные средства, например дорожные, B60V 3/06 – суда. В результате патентного поиска и последующего отбора в данной области техники выявлены 25 патентов США (см. таблицу), наиболее полно соответствующих задаче проводимого исследования.

Анализ технических решений отобранных патентных документов показал следующие решаемые ими задачи.

Дальнейшее развитие конструктивных схем ТСВП и расширение спектра их практических применений в результате повышения многофункциональности машин за счет широкого использования принципа модульного построения конструкции (патент на изобретение US № 7398740); расширения спектра допустимых погодных условий – за счет конструктивных мер (патент на изобретение US № 7347154); создания универсального вездехода на базе ТСВП (патент на изобретение US № 6845833); использования ТСВП в качестве основы при создании мобильных буровых платформ (патент на изобретение US № 6200069), в качестве универсального высокопроходимого самосвала с гидравлическим подъемником кузова (патент на изобретение US № 5871061).

Совершенствование конструкции воздушной подушки и элементов гибкого ограждения амфибийных ТСВП благодаря применению более легких, дешевых и износостойких конусных элементов новой конструкции (патенты на изобретения US № 7654353 и 7290631); более энергоэффективного способа образо-

вания воздушной подушки (патент на изобретение US № 5836413); новой конструкции подушки – сегментированной, с пониженным сопротивлением движению (патент на изобретение US № 5560443); применению ограждения «щеточного» типа с новой конструкцией гибких элементов, особенно эффективного в ледовых условиях эксплуатации (патент на изобретение US № 5501291); нового способа крепления подушки к корпусу, облегчающего ее монтаж-демонтаж и элементов гибкого ограждения (патент на изобретение US № 5119897).

Усовершенствование конструкций двигателей ТСВП за счет использования нового типа тяговых движителей – встроенных, с питанием от центрального электрического генератора (патент на изобретение US № 6591928), дополнительных бортовых регуляторов давления в подушке, улучшающих маневренность машины (патент на изобретение US № 5307893), снижения рабочего уровня шума основных тяговых движителей – за счет конструктивных мер (патент на изобретение US № 5096013).

Обеспечение динамической стабилизации положения ТСВП в процессе работы благодаря применению новых конструкций стабилизирующего продольного киля (патент на изобретение US № 5931248), высокостабильной, с пониженной тенденцией к затягиванию подушки (патент на изобретение US № 5542366), дополнительной конструкции наружного стабилизатора для машин с двухмоторными системами движения (патенты на изобретения US № 5522470, 5520260), дополнительных регулирующих управляемых элементов, обеспечивающих динамическую стабилизацию формы и управление формой подушки в процессе эксплуатации (патент на изобретение US № 5520261); разделенной воздушной подушки (патент на изобретение US № 5195602).

Совершенствование систем управления ТСВП за счет способов реализации систем управления (патенты на изобретения US № 6715574, 5273128, 5113961, 5097919); системы автоматического регулирования для многомоторных систем нагнетателей воздушной подушки (патент на изобретение US № 5655616).

При анализе отобранных патентных документов было обнаружено, что наибольшая изобретательская активность в исследуемой области техники за последние 20 лет характерна для крупной транснациональной корпорации "Текстрон" – разработчика и производителя широко известного современного многофункционального ТСВП "LCAC", а также "Аэромобайл" (США). Изобретательская деятельность специалистов этой корпорации преимущественно направлена на обеспечение патентной защиты новых решений в сфере совершенствования гибкого ограждения, его элементов и вспомогательных устройств для машин подобного типа. Также в данной области техники была отмечена изобретательская активность со стороны других известных иностранных фирм: "Коупленд Белл" и "Дьюти Вудвайл Полимер" (Великобритания), "Кавасаки Джукоджио Кабусики Каиша" (Япония).

В ходе проведенного анализа отобранных патентных документов установлено, что на протяжении всего рассматриваемого периода 1992–2012 гг. в США сохранялся устойчивый, достаточно высокий уровень изобретательской активности в данной области техники как со стороны известных промышленных компаний, так и со стороны многочисленных частных лиц. Модернизации и усовершенствованию непрерывно подвергаются сами конструкции и все основные функциональные элементы ТСВП. Усилия разработчиков направлены на общее повышение эффективности эксплуатации, обеспечение динамической стабилизации и безопасности в процессе работы амфибийных машин. Постоянно совершенствуются элементы конструкции ТСВП, их гибкого ограждения, системы автоматического управления всеми двигательными подсистемами и сами двигатели. При разработке общей компоновки перспективных образцов предлагается все активнее использовать в конструкциях принцип модульности, чем обеспечивается универсальность применения шасси аппаратов при выполнении разных типов транспортных задач.

Наряду с традиционными областями их практического применения, сегодня, по мнению иностранных специалистов, считается перспективным использование крупных и средних амфибийных ТСВП в районах Крайнего Севера и Арктики в качестве носителей и для перевозки буровых нефтяных и газовых платформ, а также в роли универсальных технических средств для комплексного решения разноплановых транспортных задач в многочисленных военных и гражданских областях.

Литература

1. Куйбида А. Россия покорит Арктику на судах с воздушной подушкой // Известия: ежедн. интернет-изд. 20 фев. 2012. URL: http://izvestia.ru/news/516086 (дата обращения: 06.02.2013).
2. МПК: Международная патентная классификация (7-я редакция). URL: http://www.eapatis.com/ipc7 (дата обращения: 06.02.2013).
3. Evaluation of Hovercraft for Dispersant Application: Environmental Studies Research Funds Report. Ottawa: DF Dickins Associates Ltd., S.L. Ross Environmental Research Limited and Seakem Oceanography Ltd., No. 095, 1988.
4. Knuth M., Ryerson C., Shoop S. Air Cushion Vehicles in the Arctic: ERDC Report. Hanover: Cold Regions Research and Engineering Laboratory, 2012.
5. US PTO: The United States Patent and Trademark Office. URL: http://www.uspto.gov/patents/process/search/index.jsp (дата обращения: 06.02.2013).

Директор по дизайну фирмы "Ягуар" Ян Каллум признан "Лучшим дизайнером интерьера 2013 года" по версии журнала "Аутомотив интериорс Экспо Эвардс". Данная премия присуждается выдающимся дизайнерам по всему миру и отмечает инновации в сфере автомобильных интерьеров. Номинантов в категории "Лучший дизайнер интерьера 2013 года" определяли автомобильные дизайнеры и международные специалисты по интерьеру. Окончательный список утверждался жюри, состоящим из авторитетных журналистов.

На торжественной церемонии награждения Ян Каллум отметил: "Для меня большая честь получить эту награду. Я очень благодарен за то, что именно я и студия "Ягуар-дизайн" были признаны лучшими в области дизайна интерьеров. Салоны автомобилей "Ягуар" всегда были для меня особенным местом, поэтому придумывая новые, свежие идеи, очень важно сохранить теплоту и привлекательность, характерные для бренда. Мы стремимся создавать интерьеры, которые будут не только функциональны, но и подарят ощущение праздника. Я очень горжусь своей командой, которая добилась таких результатов благодаря огромному упорству и идеальному исполнению салонов всех наших моделей: XF, XJ, XK и, конечно же, нового спорткара F-тип".

Ян Каллум родился в шотландском городе Дамфрисе, изучал промышленный дизайн в Школе искусств Глазго и оттачивал свое мастерство, пройдя двухгодичный курс по дизайну автомобилей в Королевском колледже искусств. Выдающиеся успехи в колледже позволили молодому дизайнеру в 1978 году устроиться на работу в компанию "Форд", в дизайнерских студиях которой он провел 12 лет. Затем Ян Каллум работал в "Гиа", TWR и "Астон Мартин".

На "Ягуар" Каллум пришел в 1999 году, и под его руководством студия "Ягуар-дизайн" вывела бренд на качественно-новый уровень. Благодаря последующим концепт-карам, включая R-купе, RD-6 и "Эдвансед Лайтвейт Купе", всего за три года модельный ряд полностью изменился. Первой моделью "Ягуаров" нового образца стал XK с алюминиевым корпусом, за которым последовали салоны для XF и нынешний интерьер для XJ – каждый из них представлял собой шаг вперед в новом смелом дизайне марки. Этот новый язык формы автомобиля хорошо читается в недавно представленном двухместном спортивном автомобиле F-тип. Ян Каллум удостоин пяти докторских степеней в различных университетах мира, награжден Королевским обществом поддержки искусств, производства и коммерции как "Лучший королевский индустриальный дизайнер".

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Дынченков В.С. – Методика обоснования замены автомобиля в условиях рыночной экономики 1

АСМ-факты 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Каменный А.В., Костюков А.В., Макаров А.Р., Пустынцев М.Е. – Гомогенизация топливовоздушной смеси в ДВС, работающем по циклу Отто–Дизеля 6

Подригало М.А., Клец Д.М. – Энергетический аспект обеспечения маневренности автомобилей 10

Гладов Г.И., Демидов Л.В. – Системы, обеспечивающие маневренность пневмоколесных платформ 14

Балакина Е.В., Марухин Д.А. – Расположение зон трения покоя и скольжения в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью 17

Рябов И.М., Ковалев А.М., Чернышов К.В. – Влияние типа дорожного покрытия и скорости движения АТС на перемещения инерционной массы динамического гасителя колебаний колеса 18

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Хабибуллин Р.Г., Макарова И.В., Беляев Э.И., Мухаметдинов Э.М. – Предупреждение отказов как основа повышения эксплуатационной надежности автомобилей 20

Назаров А.Д. – Расчет действительных зазоров между верхним компрессионным кольцом и дном канавки поршня ДВС 24

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Мишин П.П., Романов Ю.А., Степанов Е.А., Александрова С.Е. – Заводские испытания транспортных средств для перевозки длинномерных грузов 27

Вальехо Мальдонадо П.Р., Девянин С.Н., Марков В.А., Пономарев Е.Г. – Экспериментальная установка и результаты выполненных на ней сравнительных испытаний альтернативных топлив для дизелей 31

Буйлов Е.А. – Формирование микроструктуры поверхностного слоя отверстия детали при деформирующем протягивании в среде металлоплакирующих смазок 34

ИНФОРМАЦИЯ

З а р у б е ж о м

Дубин А.Е., Нестеров В.Е. – Амфибийные транспортные средства на воздушной подушке для Арктики: комплексный анализ патентной активности в США за период 1992–2012 годов 36

К о р о т к о о р а з н о м 40

Главный редактор Н.А. ПУГИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Технический редактор *Жиркина С.А.*
Корректоры: *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 29.04.2013. Подписано в печать 25.06.2013.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Белый ветер".
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

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

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

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