ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
науки и технологий РФ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 5 • май • 2016

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.09

РАЗНОСТНЫЙ МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ КАЧЕСТВА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук **Х.А. ФАСХИЕВ**, канд. экон. наук. **А.В. КРАХМАЛЕВА**
Уфимский государственный авиационный технический университет,
Уфимский филиал Финансового университета при Правительстве РФ
(faskhiev@mail.ru)

Предлагаемый сравнительный метод измерения качества легковых автомобилей базируется на определении разности показателей качества оцениваемого автомобиля и условного "идеального" объекта и объединении полученных разностей сначала по методу "профилей" в групповые комплексные показатели, а затем с учётом весомости групп — в интегральный коэффициент качества. Конкурентоспособность автомобиля рассчитывается по методу предпочтений потребителей путём интеграции коэффициента качества и цены с учётом их важности для лица, принимающего решение. Сравнивая коэффициенты качества и конкурентоспособности конкурентных автомобилей и "идеального" объекта, устанавливают, насколько он отклоняется от "идеала".

Ключевые слова: *управленческое решение, объект, оценка, показатели, качество, конкурентоспособность.*

Faskhiev Kh.A., Krakhmaleva A.V.
DIFFERENTIAL METHOD OF MEASUREMENT OF QUALITY CAR

The offered comparative method of measurement of quality of cars is based on definition of a difference of indicators of quality of the estimated car and conditional "ideal" object, and association of the received differences at first on a method of "profiles" in group complex indicators, and then taking into account ponderability of groups — in integrated coefficient of quality. Competitiveness of the car calculates on a method of preferences of consumers by integration of coefficient of quality and the price taking into account their importance for the person making the decision. Comparing coefficients of quality and competitiveness of competitive cars and "ideal" object is established as far as it deviates "ideal".

Keywords: *administrative decision, object, assessment, indicators, quality, competitiveness.*

Достаточно часто на практике возникает проблема выбора наиболее эффективного решения при наличии конкурентных альтернативных вариантов. Оценку конкурентных автомобилей производят, например, при покупке, при разработке новых моделей, выводе модели на новые рынки и т.д. Часто при выборе решения лицо его принимающее полагается только на свой опыт и интуицию, вследствие чего принимается и реализуется не самое качественное. Задача выбора существенно упрощается при наличии объективного инструмента ранжирования сравниваемых объектов.

С целью выбора наиболее качественного объекта применяют такие методы, как метод субъективной ожидаемой полезности, метод анализа иерархий, многокритериальной теории полезности, теории проспектов, метод ELECTRE, взвешенной суммы оценок критериев [1], ранжирования изучаемых объектов [2] и др. Анализ известных методов выбора рациональных решений показывает, что все они не позволяют обоснованно формализовать процесс оценки альтернатив, ранжировать их по количественным критериям, большую роль играет субъективное мнение. Множество численных методов оценки альтернатив разработаны исходя из аксиомы: "что не измеряется, тем невозможно управлять". В них, как правило, реализован следующий алгоритм: 1) ставится цель; 2) определяется решение или объект оценки, их альтернативы; 3) составляется номенклатура показателей, наиболее полно характеризующих сравниваемые варианты; 4) определяется вес показателей; 5) рассчитывается интегральный обобщающий показатель альтернатив; 6) по интегральному показателю выбирается лучший альтернативный вариант. При этом не учитывается динамика показателей альтернатив в жизненном цикле; не разработаны принципы формирования номенклатуры оценочных показателей различных объектов; неизвестно минимальное число показателей для получения достоверной оценки объекта; показатели оцениваемого объекта, как правило, сравниваются с показателями базового, а принципы выбора базы не установлены; измеренные показатели часто используются не непосредственно, а субъективно трансформируются в баллы, затем суммируются; веса показателей качества устанавливаются субъективно.

Таким образом, очевидна необходимость разработки универсального инструмента численной оценки качества альтернативных объектов, в частности легковых автомобилей, и для достижения этой цели имеются весомые предпосылки: во-первых, процесс принятия решения во всех областях человеческой деятельнос-

ти одинаков, во-вторых, в известных методах количественной оценки качества объектов реализуется вышеприведённый единый алгоритм; кроме того, все технические объекты выражают свою суть посредством номенклатуры показателей качества, отличающих их от других в данном классе; показатели качества измеряемы методами квалиметрии; разноразмерные числовые показатели объектов могут быть интегрированы в количественный критерий и по нему объекты — ранжированы.

Инструмент измерения качества автомобилей должен быть адаптивным к цели, ситуации, объектам оценки и не противоречить требованиям квалиметрии (табл. 1).

Ранжирование альтернативных легковых автомобилей может быть осуществлено по критерию "конкурентоспособность", которая интегрирует цену и качество объекта оценки. Под качеством объекта подразумевается оценённое потребителем в конкретный момент времени в каком-либо сегменте рынка превосходство объекта по технико-экономическим показателям аналогов за жизненный цикл, достигаемое за счёт максимального удовлетворения потребностей человеческого общества при минимальном для него и природы ущербе. В определении подчеркивается, во-первых, кто оценивает качество изделия, во-вторых, время и место оценки качества, в-третьих, что качество — это превосходство объекта над аналогами, в-четвертых, что качество интегрирует технические и экономические показатели, в-пятых, что оценка ведется в течение жизненного цикла изделия, в-шестых, что качественное изделие максимально соответствует требованиям потребителей, в-седьмых, наносит минимальный ущерб обществу и природе.

Таблица 1

Требование	Суть требования
1. Пригодность	Метод должен позволять получить интегральную количественную оценку объекта
2. Достаточность	Результат оценки не должен нуждаться в других измерениях и расчётах
3. Уникальность	Результат оценки должен быть единственным в своём роде
4. Надёжность	Ошибки измерения должны быть минимальны, сбои нежелательны
5. Квантифицируемость	Количественные показатели должны иметь смысловую нагрузку
6. Интегральность	Метод должен объединять разные параметры объекта в один
7. Индивидуальность	Оценка должна осуществляться независимо от других объектов
8. Гибкость	Метод должен позволять оценить объекты во всех этапах их жизненного цикла
9. Нетрудоёмкость	Метод не должен требовать больших материальных, трудовых и временных затрат
10. Оперативность	Метод должен позволять получать оценку быстро
11. Улучшаемость	Метод должен иметь возможность совершенствования
12. Количественность	Метод должен позволять получить количественную оценку
13. Одинаковость	Метод должен быть одинаков по отношению к разным объектам, ситуациям
14. Глобальность	Метод должен "работать" на глобальный критерий — интересы развития общества
15. Единственность	Результат оценки должен быть единственным
16. Сравнимость	Оценки одинаковых объектов должны быть одинаковы
17. Воспроизводимость	Результаты оценки объекта разными исследователями, должны быть одинаковыми
18. Всесторонность	Метод должен учитывать все свойства изделия, имеющие значение для ЛПР
19. Чувствительность	Оценка должна быть чувствительной к изменению принятых показателей
20. Монотонность	С улучшением параметров оценка должна улучшаться
21. Точность	Погрешность должна быть сопоставимой с точностью обычных расчётов
22. Динамичность	Оценка должна вестись с учётом динамики показателей качества объекта
23. Управляемость	Метод должен быть ориентирован на управление оцениваемым объектом
24. Масштабность	Результаты оценки не должны зависеть от масштабов объекта
25. Экономичность	Результат от применения метода должен превосходить затраты на оценки

Известные методы оценки качества позволяют ранжировать сравниваемые объекты по интегральному критерию качества, а вот на вопрос: насколько один объект превосходит другой по качеству — ответа они не дают [3—6]. Данная проблема может быть решена путём установления "идеального" объекта и определения, насколько его интегральные показатели качества и конкурентоспособности выше показателей оцениваемого объекта. Интегральная оценка качества будет осуществляться по индивидуальным разностным показателям качества объекта по алгоритму, приведённому на рисунке. В алгоритме ключевой момент — формирование "идеального" объекта, у которого все индивидуальные показатели должны быть самыми лучшими среди сравниваемых объектов.

Формирование "идеального" объекта может осуществляться тремя способами: при наличии в группе оцениваемых признанного всеми лучшим по качеству объектом, он принимается за "идеал"; за "идеал" принимается относительно высококачественный в классе объект, и те показатели, которые у него не самые лучшие, заменяются лучшими в группе; формируется условный "идеал", путём приписывания ему самых лучших, реализованных в сравниваемых объектах индивидуальных показателей качества. Первый и второй способы могут быть применены только при наличии в классе общепризнанного лидера. Такие объекты наиболее часто встречаются в сфере вооружений. Так, изделия Российского военно-промышленного комплекса, как многоцелевой истребитель Су-35, дизель-электрическая подлодка "Амур", танк Т-14 "Армата", противокорабельная ракета П-800 "Оникс", парогазовые перекисно-водородные торпеды "53-65" по данным американского журнала "The National Interest" по техническим характеристикам существенно превосходят своих конкурентов [7], и могут быть приняты как "идеальный" объект.

Алгоритм измерения качества объекта по разностному методу

Наиболее практичным и удобным для лица, принимающего решение, является третий способ формирования "идеального" объекта. В этом способе после установления конкурирующих объектов и выбора номенклатуры оценочных показателей качества определяются лучшие индивидуальные показатели, которые присваиваются "идеалу".

Интегральный коэффициент качества по разностному методу будем определять, придерживаясь положений метода "профилей" [5]. Выбранные показатели качества сначала по схожим признакам группируются и рассчитываются комплексные показатели качества без учёта весов показателей, затем они обобщаются в интегральный коэффициент качества с учётом весомости групп, определённых по методу анализа иерархий (МАИ). Комплексный разностный показатель качества i-й группы рассчитывается по формуле 1 (табл. 2)

В целях оценки показатели качества разделяются на "прямые" и "обратные". "Прямыми" называются такие показатели, с увеличением значений которых качество объекта повышается, а для "обратных" наоборот — снижается. Например, для автомобиля дорожный просвет "прямой", а контрольный расход топлива — "обратный" показатель. Значения приведённых разностей для прямых показателей качества определяются по соотношению 2. Для обратных показателей приведённая разность вычисляется по формуле 3.

Приведённая разность показателя качества меняется в пределах $0 \le \Delta_j \le 1$, и чем она меньше, тем объект по данному показателю ближе к "идеалу". После расчёта приведённых разностей по формулам 2, 3 и комплексного группового показателя по формуле 1 с учётом весомости групп определяется интегральный коэффициент качества (формула 4).

Наиболее качественной будет тот объект, у которого коэффициент качества, рассчитанный по формуле 4, наименьший, т.е. он ближе других к "идеалу" ($K_к = 0$). По данному критерию осуществляется ранжирование сравниваемых объектов. Отношение коэффициентов качества сравниваемых объектов показывает, насколько один объект качественнее другого. Конкурирующие объекты рекомендуется сравнивать также и по групповым показателям, тем самым выявить "сильные" и "слабые" позиции оцениваемого объекта среди конкурентов.

Предложенный механизм объективного выбора лучшего решения среди сравниваемых покажем на примере ранжирования бюджетных седанов B-класса, продаваемых на рынке России (табл. 3). С учётом рекомендаций работы [8] предварительно были приняты 102 индивидуальных показателя качества, которые были разделены на 8 групп. Согласно алгоритму рис. 1 по третьему способу был сформирован условный "идеал", по формуле 1 определялись групповые комплексные показатели качества, с учётом весов по формуле 4 — интегральный коэффициент качества.

Среди сравниваемых седанов признанного лидера нет, поэтому формировался условный "идеал" из лучших показателей выбранных моделей. Лучшим для "прямых" считается наибольший показатель среди конкурентов, а для "обратных" — наименьший. Разностные как "прямые", так и "обратные" показатели у "идеала", равны нулю. Отметим, что

Таблица 2

№	Формула	Примечание
1	$\Delta_i = \dfrac{\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \ldots + \Delta_n}{n_i}$	$\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \ldots, \Delta_n$ — приведенная разность показателей качества "идеала" и реального объекта; n_i — число индивидуальных показателей качества в i-й группе
2	$\Delta_j = \dfrac{\Pi_{j\max} - \Pi_j}{\Delta\Pi_{j\max}}$	$\Delta\Pi_{j\max}$ — максимальная разность j-го показателя среди сравниваемых объектов; Π_j — значение j-го показателя оцениваемого объекта
3	$\Delta_j = \dfrac{\Pi_j - \Pi_{j\min}}{\Delta\Pi_{j\max}}$	$\Pi_{j\min}$ — минимальное значение j-го показателя среди сравниваемых объектов
4	$K_к = \sum_{i=1}^{m} \alpha_i \Delta_i$	α_i — коэффициенты весомости i-й группы показателей; m — число групп показателей
5	$K = \beta K_к + (1-\beta)\dfrac{Ц_s - Ц_{\min}}{\Delta Ц_{\max}}$	β — коэффициент предпочтений; $Ц_s$ — цена оцениваемого объекта; $Ц_{\min}$ — минимальная цена среди сравниваемых объектов; $\Delta Ц_{\max}$ — максимальная разность цен сравниваемых объектов

Таблица 3

Группа показателей	Показатели	"Чери Бонус 3"	"Датсун он-До"	"Рено Логан"	"Лада Гранта"
1. Размерные	1.1. Дорожный просвет, мм	134/33*	167/0**	158/9	163/4
	1.2. Передний угол свеса, град.	16/5	20/1	16/5	**21/0**
	1.3. Задний угол свеса, град.	22/3	20/5	**25/0**	23/2
	1.4. Объём багажника, л	565/83	**648/0**	610/38	591/67
	1.5. Высота салона внутри, мм	**1210/0**	1190/20	**1210/0**	**1210/0**
	1.6. Ширина салона по первому ряду, мм	1355/20	1360/15	**1375/0**	1360/15
	1.7. Высота до потолка над водителем, мм	965/65	1005/25	**1030/0**	1015/15
	1.8. Минимальная ширина багажника, мм	860/80	905/15	**920/0**	910/10
	1.9. Ширина второго ряда сидений, мм	**875/0**	810/65	865/10	820/55
	1.10. Угол изменения руля, град.	5,5/1,5	3,5/3,5	**7/0**	3,5/3,5
	1.11. Максимальная глубина багажника, мм	1840/40	1670/210	**1880/0**	1670/210
	1.12. Высота потолка над пассажиром, мм	930/30	945/15	**960/0**	940/20
	1.13. Объём топливного бака, л	42/8	**50/0**	**50/0**	**50/0**
	1.14. Число мест	**5/0**	**5/0**	**5/0**	**5/0**
	1.15. Колёсная база, мм	2570/64	2476/158	**2634/0**	2476/158
	1.17. Погрузочная высота багажника, мм	730/80	655/5	750/100	**650/0**
	1.18. Погрешность показания спидометра, %	3,8/1,3	4,6/2,1	3,1/0,6	**2,5/0**
	1.19. Высота автомобиля, мм	**1493/0**	1500/7	1517/24	1500/7
	1.20. Длина автомобиля, мм	4450/204	4337/91	4346/100	**4246/0**
$K_к$ группы	Коэффициент весомости = 0,076	0,467	0,429	0,130	0,441
2. Силовые и весовые	2.1. Грузоподъёмность, кг	375/100	**475/0**	440/35	**475/0**
	2.2. Номинальная мощность двигателя, л.с.	**109/0**	87/22	82/27	98/11
	2.3. Максимальный крутящий момент двигателя, Н · м	140/5	140/5	134/11	**145/0**
	2.4. Рабочий объём двигателя, куб. см	1497/101	1596/2	**1598/0**	1596/2
	2.5. Число клапанов	**16/0**	8/8	8/8	**16/0**
	2.6. Передаточное число на первой передаче	3,55/0,18	3,64/0,9	**3,73/0**	3,64/0,9
	2.7. Доля веса, приходящая на переднюю ось, %	60,4/0,6	59,5/1,5	**61/0**	60,4/0,6
	2.8. Снаряжённая масса, кг	1208/123	**1085/0**	1106/21	**1085/0**
$K_к$ группы	Коэффициент весомости = 0,060	0,298	0,187	0,235	0,063
3. Динамические и управляемости	3.1. Максимальная скорость, км/ч	**180,6/0**	168,9/11,7	168,7/11,9	173,1/7,5
	3.2. Выбег 120—50 км/ч, м	1 305/74	1 263/116	**1379/0**	1 182/197
	3.3. Выбег 50—0 км/ч, м	568/80	608/40	**648/0**	494/164
	3.4. Скорость выполнения маневра "Лосиный тест", км/ч	72,2	76,4	75,8	79,4
	3.5. Скорость выполнения маневра "Поворот", км/ч	70/2,5	70/2,5	**72,5/0**	**72,5/0**
	3.6. Время разгона до 100 км/ч, с	14,6/1,7	**12,9/0**	13,8/0,9	13,1/0,2
	3.7. Эластичность 60—100 км/ч, с	14,3/6,9	12,6/5,2	10,7/3,3	**7,4/0**
	3.8. Эластичность 80—120 км/ч, с	23,5/13,4	19,1/9	19,1/9	**10,1/0**
	3.9. Время разгона до 160 км/ч, с	**46,3/0**	49,1/2,8	56,6/13,3	53/6,7
	3.10. Переставка с торможением, м	39,5/7,2	33,6/1,3	34,5/2,2	**32,3/0**
	3.11. Торможение с 80 км/ч, м	59,1/1,5	62,5/4,9	**57,6/0**	59,7/2,1
$K_к$ группы	Коэффициент весомости = 0,117	0,219	0,303	0,215	0,354
4. Экономические	4.1. Расход топлива в городе, л/100 км	9,3/0,3	**9/0**	9,8/0,8	**9/0**
	4.2. Расход топлива в загородном цикле, л/100 км	6,2/0,5	5,8/0,1	5,8/0,1	**5,7/0**
	4.3. Расход топлива в смешанном цикле, л/100 км	7,3/0,5	7/0,2	7,2/0,4	**6,8/0**
	4.4. Фактический расход в загородном цикле, л/100 км	**6,7/0**	**6,7/0**	7,7/1	7,9/1,2
	4.5. Цена полиса "Каско", тыс. руб.	50/29,3	43,1/12,4	51,2/20,5	**30,7/0**
	4.6. Затраты на ТО за 30 тыс. км, руб.	28150/17550	**10600/0**	17800/7200	19500/8900
	4.7. Транспортный налог, руб.	2725/1841	1044/60	**984/0**	1176/192
$K_к$ группы	Коэффициент весомости = 0,109	0,080	0,274	0,131	0,256

Продолжение табл. 3

Группа показателей	Показатели	"Чери Бонус 3"	"Датсун он-До"	"Рено Логан"	"Лада Гранта"
5. Надёжности	5.1. Периодичность ТО, тыс. км	10/5	**15/0**	**15/0**	**15/0**
	5.2. Гарантия, год	**5/0**	3/2	3/2	3/2
	5.3. Гарантия, тыс. км	**150/0**	100/50	100/50	100/50
	5.4. Число дилеров, СТОА	107/343	22/428	165/285	**450/0**
	5.5. Приспособленность к эксплуатации, баллы	**8/0**	**8/0**	7/1	**8/0**
$K_к$ группы	Коэффициент весомости = 0,280	0,164	0.272	0,335	0,182
6. Безопасности	6.1. Число подушек безопасности, шт.	2/2	**4/0**	**4/0**	2/2
	6.2. АБС (есть — 1, нет — 0)	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	6.3. Система стабилизации (есть — 1, нет — 0	0/1	0/1	**1/0**	**1/0**
	6.4. Замедление со 100 км/ч, м/с^2	9,19/0,7	9,77/0,12	9,69/0,2	**9,89/0**
	6.5. Уровень шума в салоне при 100 км/ч, дБА	75,4	75,9	**72,7/0**	73,5
	6.6. Максимальный шум при разгоне, дБА	78/4	75,2/0,8	**74/0**	76,6/2,6
	6.7. Тормозной путь со 100 км/ч, м	42,6/3,1	**39,5/0**	39,8/0,3	39,8/0,3
	6.8. Выбросы СО в смешанном цикле, г/км	170/12	163/5	168/10	**158/0**
$K_к$ группы	Коэффициент весомости = 0,061	0,414	0,578	0,545	0,594
7. Эргономики, дизайна и комфорта (есть — 1; нет — 0)	7.1. Наличие кондиционера	**1/0**	**1/0**	0/1	**1/0**
	7.2. Наличие климат-контроля	0/1	0/1	**1/0**	0/1
	7.3. Усилитель рулевого управления	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	7.4. Круиз-контроль	0/1	0/1	**1/0**	0/1
	7.5. Число регулировок рулевого колеса	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	7.6. Мультифункциональное рулевое колесо	**1/0**	0/1	**1/0**	0/1
	7.7. Электрообогрев лобового стекла	0/1	0/1	**1/0**	**1/0**
	7.8. Обогрев передних сидений	0/1	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	7.9. Регулировка сиденья водителя по высоте	**1/0**	0/1	**1/0**	0/1
	7.10. Обзорность, баллы	**9/0**	8/1	7/2	7/2
	7.11. Плавность хода, баллы	7/2	**9/0**	8/1	8/1
$K_к$ группы	Коэффициент весомости = 0,259	0,227	0,250	0,114	0,250
8. Комплектация (есть — 1; нет — 0)	8.1. Дневные ходовые огни	0/1	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.2. Противотуманные фары	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.3. Подголовники задних сидений	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.4. Отделка рулевого колеса кожей	1	0	1	0
	8.5. Центральный замок	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.6. Электропривод зеркал	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.7.Обогрев наружных зеркал	0/1	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.8. Передние электростеклоподъёмники	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.9. Задние электростеклоподъёмники	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.10. Обивка сидений кожзаменителем	**1/0**	0/1	0/1	0/1
	8.11. Дистанционный замок багажника	**1/0**	**1/0**	0/1	**1/0**
	8.12. Маршрутный компьютер	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.13. Датчик дождя	0/1	0/1	0/1	**1/0**
	8.14. Датчик освещения	0/1	0/1	0/1	**1/0**
	8.15. Разъём Aux	**1/0**	**1/0**	**1/0**	0/1
	8.16. Разъём USB	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.17. Разъём SD	0/1	**1/0**	0/1	**1/0**
	8.18. "Bluetooth"	0/1	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.19. Аудиосистема CD	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.20. CD-чейнджер	**1/0**	0/1	0/1	0/1
	8.21. Навигационная система	0/1	0/1	**1/0**	0/1
	8.22. Противоугонная сигнализация	**1/0**	**1/0**	0/1	**1/0**
	8.23. Наличие запасного колеса	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.24. Защита моторного отсека	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**

Окончание табл. 3

Группа показателей	Показатели	"Чери Бонус 3"	"Датсун он-До"	"Рено Логан"	"Лада Гранта"
8. Комплектация (есть — 1; нет — 0)	8.25. Окраска "металлик"	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.26. Легкосплавные диски колёс	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.27. Радар парковки задний	**1/0**	0/1	**1/0**	**1/0**
	8.28. Автоматическая коробка передач	**0/0**	**0/0**	**0/0**	**0/0**
	8.29. Складывающееся заднее сиденье	**1/0**	**1/0**	**1/0**	**1/0**
	8.30. Число вариантов двигателей	1/2	2/1	2/1	**3/0**
	8.31.Наличие автоматической коробки	0/1	0/1	0/1	**1/0**
	8.32. Число возможных комплектаций	2/2	3/1	**4/0**	3/1
$K_к$ группы	Коэффициент весомости = 0,038	0,222	0,200	0,189	0,122
Цена автомобилей на 1.02.2015 г., тыс. руб.		469/69	**400/0**	523/123	419,6/19,6
Коэффициент качества по формуле (4)		0,226	0,293	0,227	0,263
Место по качеству		1	4	2	3
Коэффициент конкурентоспособности по предпочтению потребителей при β = 0,5		0,393	0,147	0,614	0,211
Место по конкурентоспособности		3	1	4	2

* В числителе — показатели качества, принятые по работам [8, 9], в знаменателе — разность показателей качества объекта и "идеала".

** Полужирным шрифтом — показатели "идеального" объекта.

в предложенном методе измеренные показатели качества при расчёте интегрального показателя используются непосредственно без перевода в баллы, что повышает объективность оценки.

Среди сравниваемых моделей лучшим по качеству является "Чери Бонус 3", который отличается от условного "идеала" меньше всего — на 0,226 единиц. Самое большое отклонение от "нуля" у "Датсун он-До" — 0,293. Следует отметить, что сравниваемые модели по уровню качества отличаются друг от друга лишь на сотые доли единиц, что затрудняет выбор лучшего решения.

Управленческие решения, как и другие объекты кроме качества имеют второй оценочный критерий — "цену". Окончательный выбор лучшего решения, объекта должен осуществляться с учётом цены, т.е. по критерию конкурентоспособность [6]. Конкурентоспособность объекта — это оценённое лицом, принимающим решение, превосходство его в момент оценки на конкретном рынке по качеству и цене, достигнутое без ущерба производителю. Коэффициент конкурентоспособности целесообразно рассчитать по методологии предпочтения потребителей по соотношению 5 (табл. 2).

Коэффициент предпочтения меняется в пределах $0 \le \beta \le 1$, и принимается исходя из того, что важнее — качество или цена. На рынках с высокой платежеспособностью значение β рекомендуется принимать в пределах 0,5...0,8, при низкой платежеспособности покупателей — 0,2...0,5.

Коэффициенты конкурентоспособности сравниваемых седанов, рассчитанные при β = 0,5, приведены в табл. 1. Более высокую конкурентоспособность имеет тот объект, у которого значение *K* минимальное. У "идеального" объекта коэффициент конкурентоспособности равен нулю, так как и первый и второй член уравнения (5) для него равны нулю. В приведённом примере лучшая конкурентная позиция у "Датсун он-До", который начал продаваться на российском рынке в конце 2014 г. Занявшая второе место "Лада Гранта" в 2012—2014 гг. на российском рынке по объёму продаж занимала безоговорочное первое место. Приведённые расчёты показывают, что данная модель как по качеству, так и по конкурентоспособности — один из лучших образцов среди бюджетных седанов.

Таким образом, предложенный разностный метод оценки качества и конкурентоспособности автомобилей позволяет объективно ранжировать сравниваемые объекты, установить, насколько они близки к "идеалу" как по индивидуальным, так и по интегральным показателям. Расчёт разностей индивидуальных показателей качества объекта способствует выявлению его проблемных свойств, определению направлений совершенствования конструкции автомобиля. Разработанный метод универсален, может применяться для оценки качества и конкурентоспособности не только легковых автомобилей, но и любых технических объектов.

Литература

1. Моренин А. В. Анализ математических методов поддержки принятия решений. URL: http: // www.olap.ru. (дата обращения 6.04.2015).
2. Фасхиев Х.А. Интеллектуальная поддержка ранжирования объектов по конкурентоспособности. Вестник УГАТУ. 2014. Т. 18. № 3. С. 210—224.
3. Баумгартен Л.В. Анализ методов определения конкурентоспособности организаций и продукции // Маркетинг в России и за рубежом. 2005. № 4.
4. Лифиц И.М. Формирование и оценка конкурентоспособности товаров и услуг. М.: Юрайт-Издат, 2004. 335 с.
5. Фасхиев Х.А., Крахмалева А.В., Сафарова М.А. Конкурентоспособность автомобилей и их агрегатов. Набережные Челны: Изд-во Камского госуд. политехн. ин-та, 2005. 187 с.
6. Фасхиев Х.А. Как оценить и управлять качеством и конкурентоспособностью товаров и услуг // Маркетинг в России и за рубежом. 2014. № 3. С. 67—81. № 4. С. 72 — 84.
7. Что русскому броня, то американцу — кошмар. URL: http://www.ufagub.net/index.php/2010-09-13-14-30 (дата обращения 27.03.2015).
8. Расстегаев О. Тольяттинские с Бонусом // Авторевю. 2014. № 22. С. 24—37.
9. Кулешов М. Встреча одноклассников // За рулём. 2014. № 12. С. 112—126.

-факты

21 апреля в Москве состоялось торжественное вручение ежегодной национальной премии ***"Автомобиль года в России" 2016***. В голосовании, проходившем на сайте *autogoda.ru,* приняли участие 934 326 человек из 86 регионов России. Из 353 моделей выбрано 24 лучших в различных номинациях по типу и классу автомобиля (см. таблицу). Кроме того, в трех специальных номинациях определены: "Любимые марки" в массовом и премуим сегментах (соответственно "Хёндэ" и БМВ) и "Самый узнаваемый китайский бренд" ("Лифан"). Пожалуй, главная номинация — "Новинка года", она досталась автомобилю "Лада Веста". Кроме нее лауреатами из отечественных моделей стали "Газель-Некст" и "Лада Ларгус Фургон"

Номинация	2016 АВТОМОБИЛЬ ГОДА ЕЖЕГОДНАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ ПРЕМИЯ
"Новинка года"	"Лада Веста"
Городские автомобили	"Киа Пиканто"
Малый класс	"Хёндэ Солярис"
Малый средний класс	"Киа Сиид"
Средний класс	"Шкода Октавиа"
Бизнес-класс	"Форд Мондео"
Представительский класс	БМВ 7
Представительский класс "премиум"	"Мерседес-Майбах S-класс"
Купе	"Ауди ТТ Купэ"
Купе "премиум"	БМВ i8
Гран Туризмо	"Фольксваген Пассат СС"
Кабриолеты и родстеры	"Порше Бокстер"
Кабриолеты и родстеры "премиум"	"Мерседес-Бенц SL-класс"
Универсалы повышенной проходимости	"Субару Аутбэк"
Компактные внедорожники	"Ниссан Кашкай"
Легкие внедорожники	"Хёндэ Тусан"
Средние внедорожники	"Рейндж Ровер Спорт"
Тяжелые внедорожники	"Тойота Ленд Крузер 200"
Пикапы	"Тойота Хайлакс"
Компактвэны	"Фольксваген Кэдди"
Минивэны	"Фольксваген Мультивэн"
Минифургоны	"Лада Ларгус фургон"
Легкие фургоны	"Форд Транзит Кастом"
Фургоны	"Газель Нэкст"

* * *

В Ульяновской области предстоит открытие первого завода "Бриджстоун" в России. Строительство предприятия началось в 2014 г. Сейчас завершаются монтажные и пусконаладочные работы, заканчивается оформление необходимой документации. В производстве будет занято около 800 местных жителей. Во второй половине 2016 г. здесь начнется выпуск радиальных шин для легковых автомобилей, а к 2018 г. производительность завода составит 12 тыс. шин в сутки (более четырех млн в год).

Запуск такого масштабного производства требует от компании большой экологической ответственности. Строгие экологические стандарты применяются на заводах "Бриджстоун" по всему миру, каждый из проектов тщательно проверяется. Строительство и ввод в эксплуатацию завода в Ульяновской области осуществляется в полном соответствии с законодательством Российской Федерации об охране окружающей среды. Вместе с тем собственные экологические стандарты компании зачастую оказываются строже, чем нормы, установленные страной, в которой осуществляется производство. Такое возможно благодаря внедрению инновационных технологий и новейшего оборудования. Минимизировать влияние производства на окружающую среду позволяют, в частности, современные системы очистки промышленных сточных вод и сухой очистки газов.

Между тем фирма "Бриджстоун" выводит на российский рынок очередную новинку — летнюю "спортивную" шину "Потенза Адреналин RE003". По этому случаю в сентябре минувшего года для представителей прессы и специалистов России и СНГ был проведен тест-драйв на дмитровском Автополигоне (Центр испытаний НАМИ). В сравнении с предшественником новая шина должна стать более комфортной, для чего была изменена конструкция каркаса и использована новая резиновая смесь. При этом износостойкость — остаться на прежнем уровне, а показатели устойчивости и управляемости — несколько улучшиться за счет измененного рисунка протектора. Всего предусмотрен 31 типоразмер данной модели. Посадочный диаметр — от 15 до 19 дюймов, профиль — от 35 до 60 %. Изготовлять шину будут на нескольких предприятиях в Тайланде, Индонезии и Японии.

В ходе теста выполнялись традиционные "упражнения": разгон и торможение на сухом и мокром асфальте, восьмерка, переставка и др. на переднеприводных автомобилях "Фольксваген Гольф 7 GTI" (с двухлитровым двигателем мощностью 225 л.с. и шстиступенчатой роботизированной коробкой передач). Для сравнения часть автомобилей — на шинах предыдущего поколения (RE002) и аналогичных шинах изготовителя-конкурента. Кроме того, участникам теста была предоставлена возможность опробовать новую шину на слаломной трассе на заднеприводном "Лексусе IS 250F Спорт" (2,5 л., 208 л. с., шеступенчатая роботизированная коробка передач, размер шин — 225/45R18). По субъективным оценкам новая шина показала себя весьма достойно.

Разумеется, возник вопрос: будет ли новинка производиться на новом заводе в России? Технически это было бы возможно, но экономически вряд ли целесообразно, учитывая сферу ее практического применения (спорткары).

УДК 62-97/-98

ОЦЕНКА МАНЕВРЕННОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ С КОМБИНИРОВАННЫМ ДВИЖИТЕЛЕМ МЕТОДОМ РАСЧЁТА ОБОБЩЁННЫХ КРИТЕРИЕВ

А.А. МАНУХИН, канд. техн. наук **А.М. КЛИНШОВ**
РВВДКУ (910. 636-03-09)

Приводятся экспериментальные зависимости обобщенных критериев маневренности. Рассматриваются показатели маневренности автомобилей с различными типами движителей, включая комбинированный. Определены абсолютные и относительные показатели маневренности в зависимости от конструктивных и технико-экономических параметров.

Ключевые слова: *оценка маневренности, комбинированный движитель, интегральный и обобщенный критерии, метод, экспертная оценка, технические характеристики.*

Manuhin A.A., Klinshov A.M.

EVALUATION OF THE MANEUVERABILITY OF A CAR WITH A COMBINED ENGINE FOR CALCULATION METHOD OF GENERALIZED CRITERIA

Provides experimental dependencies generalized maneuverability criteria. Discusses the maneuverability performance cars with different types of engines, including combined. Absolute and relative indicators were determined of agility depending on the design and techno-economic parameters.

Keywords: *evaluation of maneuverability, combined propulsion, integrated and generalized criteria method, expert evaluation, technical specifications.*

Методический аппарат исследования криволинейного движения автомобилей с комбинированным движителем по деформируемой опорной поверхности, описанный в работах [1—3], весьма не совершенен, так как приведённые методики достаточно сложны и узко направлены на определение тех или иных частных параметров маневренности со множеством ограничений. В то же время одним из перспективных и достаточно адекватных методов определения показателей маневренности является комплексная оценка обобщённых критериев маневренности, зависящих от конструктивных особенностей автомобиля, движителя и системы управления, а также параметров деформируемой опорной поверхности, логики поведения водителя и технико-экономических показателей. Преимущество данного метода над имитационным моделированием заключается в возможности определения значений используемых критериев и их коэффициентов весомости способом экспертных оценок [4].

В качестве объектов, маневренность которых будем оценивать по критериям, определяемым формулами 1—3 (табл. 1), выберем автомобили с различными типами движителей, показанные на рис. 1—4. Их технические характеристики приведены в табл. 2.

Коэффициенты весомости указанных критериев были определены известными методами экспертных оценок (ранжирование, парное сравнение, непосредственная оценка, последовательное сравнение), объектом оценивания была система управления поворотом автомобиля, а показателями — её тактико-технические характеристики. Группа экспертов включала 12 специалистов в области маневренности военной автомобильной техники, в числе которых два доктора и шесть кандидатов технических наук.

Результаты расчёта комплексного критерия K_{Mi} в условиях снежной целины приведены на рис. 5, а интегрального критерия K_{Σ} — на рис. 6.

Сравнительный анализ значений обобщённых критериев оценки маневренности автомобилей позволяет сделать следующие выводы:

во-первых, наиболее высоким уровнем маневренности в условиях снежной целины обладают автомобили с комбинированными движителями. При этом более высокое значение критерия маневренности

Таблица 1

№	Формула	Примечание
1	$K_{\Sigma} = \sqrt{K_{M\Sigma}(K_{PM} \cdot 0{,}24 + K_{CT} \cdot 0{,}17 + K_{MГ} \cdot 0{,}1 + K_{БЕЗ} \cdot 0{,}28 + K_{КЗ} \cdot 0{,}09 + K_{TC} \cdot 0{,}12)}$	K_{Σ} — интегральный критерий оценки маневренности, K_{PM}, K_{CT}, $K_{MГ}$, $K_{БЕЗ}$, $K_{З}$, K_{TC} — соответственно критерии, характеризующие ремонтопригодность, стойкость к влиянию климатических факторов, массу и габариты, безотказность, затраты и техническое совершенство
2	$K_{M\Sigma} = K_{МГУС} \cdot 0{,}13 + K_{МРГД} \cdot 0{,}2 + K_{МГР} \cdot 0{,}06 + K_{МВС} \cdot 0{,}17 + K_{МСС} \cdot 0{,}15 + K_{МВП} \cdot 0{,}04 + K_{МСП} \cdot 0{,}11 + K_{МСН} \cdot 0{,}09 + K_{МЗМ} \cdot 0{,}03 + K_{МТ} \cdot 0{,}02$	$K_{M\Sigma}$ — обобщённый критерий оценки маневренности; $K_{МГУС}$, $K_{МРГД}$, $K_{МГР}$, $K_{МВС}$, $K_{МСС}$, $K_{МВП}$, $K_{МСП}$, $K_{МСН}$, $K_{МЗМ}$, $K_{МТ}$ — комплексные критерии оценки маневренности автомобиля соответственно в условиях грунтовой дороги удовлетворительного состояния, разбитой грунтовой дороги, грунтовой дороги в период распутицы, влажного суглинка, среднего суглинка, влажного песка, сухого песка, снежной целины, заболоченной местности и торфяника
3	$K_{Mi} = \sqrt{K_{Ri}(K_{VПi} \cdot 0{,}28 + K_{VHi} \cdot 0{,}06 + K_{Hi} \cdot 0{,}1 + K_{qi} \cdot 0{,}16 + K_{fi} \cdot 0{,}25 + K_{Pi} \cdot 0{,}08 + K_{Si} \cdot 0{,}07)}$	K_{Mi} — комплексный критерий оценки маневренности автомобиля в i-х дорожных условиях; K_{Ri}, $K_{VПi}$, K_{VHi}, K_{Hi}, K_{qi}, K_{fi}, K_{Pi}, K_{Si} — критерии, характеризующие в i-х дорожных условиях соответственно радиус поворота, скорость поворота, скорость движения назад, глубину образуемой колеи, оказываемое давление на грунт, энергетические затраты на осуществление поворота, усилие на рулевом колесе и обзорность с рабочего места водителя.

Рис. 1. Автомобиль с основным колёсным и вспомогательным гусеничным движителем "Объект-19"

Рис. 2. Автомобиль с основным гусеничным и вспомогательным колёсным движителем "Объект-911"

Рис. 3. Автомобиль с колёсным движителем "Объект-1200"

Рис. 4. Автомобиль с гусеничным движителем "Объект-750ПУ"

свойственно автомобилю с основным колёсным и вспомогательным гусеничным движителями "Объект-19". Данному образцу несколько уступает (на 2,4 %) автомобиль с основным гусеничным и вспомогательным колесным движителями "Объект-911". Далее по маневренности следует автомобиль с гусеничным движителем "Объект-750ПУ", он уступает лидеру почти 5 %. Наиболее низким уровнем управляемости обладает автомобиль с колёсным движителем "Объект-1200", его отставание от "Объекта-19" достигает 22,8 %;

во-вторых, наилучшим сочетанием маневренности, надежности, экономичности, массогабаритных характеристик обладает "Объект-19". Он уверенно опережает "Объект-1200" — на 5,4 %; "Объект-911" — на 12 %; "Объект-750ПУ" — почти на 14 %;

в-третьих, наименьшее значение интегрального критерия маневренности "Объекта-750ПУ" объясняется его высокой стоимостью и низкой надёжностью по сравнению с колёсным движителем.

Кроме сравнительной оценки маневренности автомобилей с различными движителями, разработанный метод позволяет обосновать приоритетные направления развития этих автомобилей. В основе обоснования находится количественная оценка чувствительности обобщённых и интегральных критериев к изменению частных параметров и критериев. На рис. 7

Таблица 2

№	Параметр	Значения характеристик			
		"Объект-19"	"Объект-911"	"Объект-1200"	"Объект-750ПУ"
1	Масса, кг	13 000	14 160	14 250	12 950
2	Общий вес движителей, кг	4266	4500	3892	3390
3	Средняя скорость движения по снежной целине (толщина покрова 50—70 см), км/ч	20,1	19,9	28,7	17,2
4	Радиус поворота (снежная целина), м	7,8—15,5	3,5—7,5	14,7—16	4,5—10
5	Время поворота на 360° (снежная целина), с	16—22	25—35	37—40	42
6	Коэффициент сопротивления движению: — снежная целина — торфяник	 0,095 0,16	 0,14—0,18 0,19	 0,09—0,11 0,19	 0,09—0,1 0,2
7	Средняя трудоёмкость технического обслуживания, ч/км	0,025	0,035	0,02	0,03
8	Межремонтный пробег с учётом движителя, км	32 000	18 000	32 000	14 000
9	Стоимость топлива на 1000 км, %	100	137	113	169
10	Затраты на ремонт и восстановление движителей, %	115	380	100	400
11	Относительная стоимость изготовления, %	111	113	109	100
12	Относительные суммарные затраты на изготовление и эксплуатацию, %	102,5	161	100	189

приведены зависимости комплексных критериев маневренности от частных параметров, а на рис. 8 — интегральных критериев от комплексных. Результаты расчётов относятся к автомобилям с основным колёсным и вспомогательным гусеничным движителем.

Полученные результаты позволяют выявить приоритетные направления развития автомобилей с КД. Так, уменьшения радиуса поворота и повышения скорости его осуществления целесообразно добиваться за счёт обеспечения индивидуального подвода мощности и управляющих воздействий к колёсам автомобиля. Данное направление должно базироваться на реализации в конструкции автомобилей с комбинированными приводами электромеханической трансмиссии и "интеллектуальной" подвески. В частности уменьшение радиуса поворота на 30 % обеспечит повышение величины комплексного критерия маневренности на 12 %, а увеличение скорости осуществления поворота в 2 раза — почти на 16 %.

Снижение энергетических затрат на осуществление поворота — за счёт равномерного распределения вертикальной нагрузки, как между колёсным и гусеничным движителем, так и между осями колёсного движителя. Снижение сопротивления криволинейному движению на 70 % позволит повысить значение комплексного критерия маневренности автомобиля на 2 %, в свою очередь, повышение комплексного критерия маневренности на 40 % обеспечит увеличение интегрального критерия маневренности на 25 %. Разумеется, самое пристальное внимание необходимо уделить повышению безотказности и снижению массогабаритных показателей движителей. Повышение безотказности всего на 20 %, равно как и снижение массы движителей в 2 раза, позволит повысить величину интегрального критерия маневренности на 5 %.

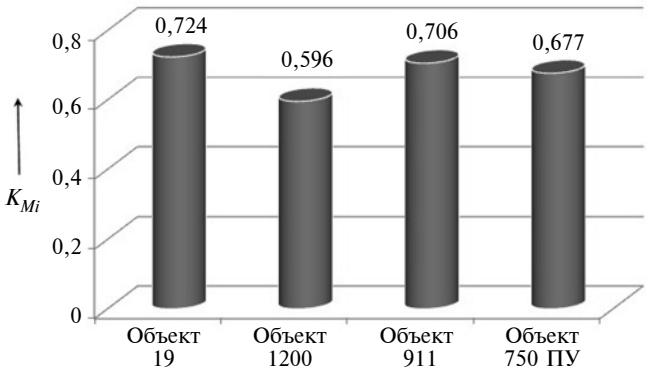


Рис. 5. Результаты расчёта комплексного критерия оценки маневренности автомобилей в условиях снежной целины

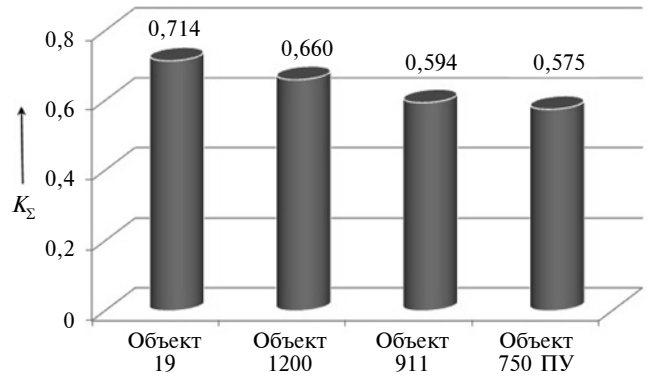


Рис. 6. Результаты расчёта интегрального критерия оценки маневренности автомобилей

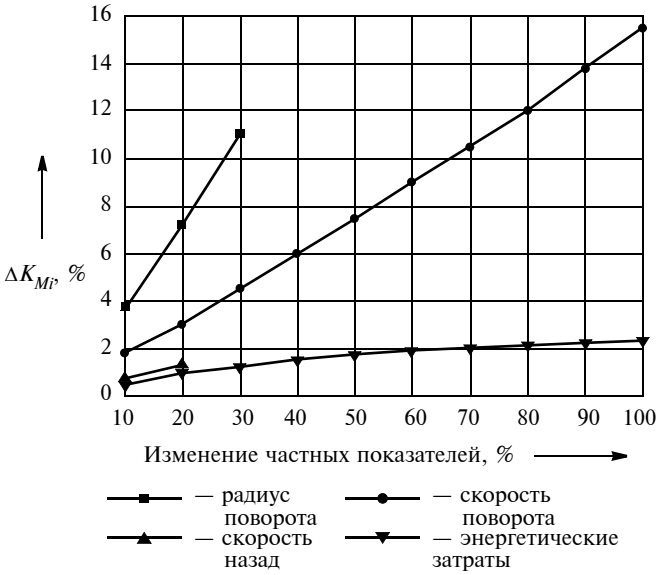


Рис. 7. Зависимости комплексного критерия оценки маневренности от частных параметров

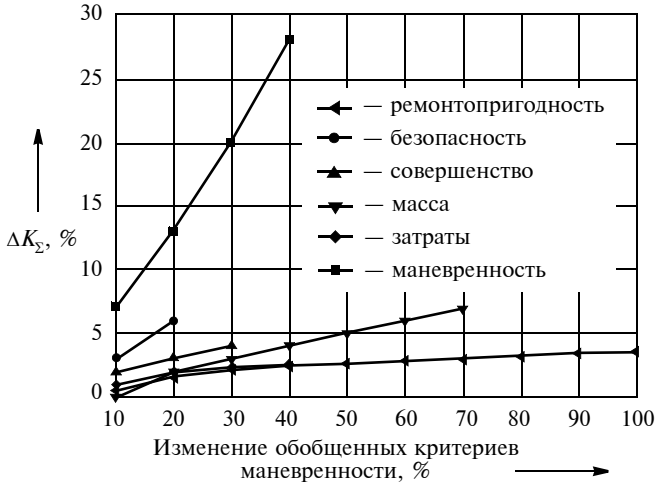


Рис. 8. Зависимости интегрального критерия оценки маневренности от обобщённых критериев

Литература

1. Исследование объекта "19" с целью улучшения проходимости машины и повышения надёжности ходовой части. Ч. 3: Отчёт о НИР (промежуточ.) / Академия БТ войск; Руководитель А.С. Антонов. — М., 1967. — 109 с.
2. Демихов С.В. Методика оценки показателей маневренности высокомобильных боевых машин с комбинированным движителем: дис. ... канд. техн. наук: 20.02.14. — Рязань, РВАИ 2007.
3. Исследование путей повышения маневренных свойств армейских автомобилей многоцелевого назначения и оценка показателей их движения по местности: Отчёт о НИР "Аут" (промежуточ.) / ФГУП 21 НИИИ АТ; Инв. № 8163. — Бронницы, 2000.
4. Бешелев С.Д., Гурвич Ф.Г. Математико-статистические методы экспертных оценок. — М.: Статистика, 1980.

УДК 621.436

РАСЧЁТНАЯ ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ КПД ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ ЗА СЧЁТ ОРГАНИЗАЦИИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ПРИ ПОСТОЯННОМ ОБЪЁМЕ

Д-р техн. наук **С.В. ГУСАКОВ, В.А. НОВИКОВ**
РУДН (495. 434-53-00)

В статье приводятся результаты исследования возможности повышения эффективности рабочего процесса поршневого двигателя внутреннего сгорания за счёт применения нетрадиционного механизма преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение вала отбора мощности с возможностью временной остановки поршня вблизи верхней мертвой точки. Для анализа используется математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания. Показано, что реализация подвода теплоты в изохорных условиях позволяет увеличить мощность дизеля на 6...10 % и снизить удельный эффективный расход топлива 6...9 % по внешней скоростной характеристике.

Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания, термодинамические циклы, термический КПД, механизм преобразования движения поршня, сгорание при постоянном объёме.*

Gusakov S.V., Novikov V.A.

ACCOUNTING ESTIMATES THE POSSIBILITY OF INCREASING THE EFFICIENCY VALID CYCLE DIESEL DUE TO THE ORGANIZATION OF THE COMBUSTION PROCESS AT CONSTANT VOLUME

The article presents the results of a study the possibility of increasing the efficiency of the working process of the piston internal combustion engine through the use of Alternative-tional mechanism for converting the reciprocating motion of the piston into rotational-motion of the PTO shaft with the possibility of temporarily stopping the piston near the top dead center. For the analysis used a mathematical model of the motion-cycle internal combustion motors. It is shown that the implementation of heat supply in the isochoric conditions can increase the power of the diesel engine 6...10 % lower specific fuel consumption 6...9 % outside speed.

Keywords: *internal combustion engine, thermodynamic cycles, the thermal efficiency, the motion converting mechanism of the piston, the combustion at constant volume.*

Несмотря на то, что подавляющее количество моделей современных транспортных поршневых ДВС выпускается с традиционным кривошипно-шатунным механизмом, в области научно-исследовательских работ и избирательской деятельности конструкторов не ослабевает интерес к альтернативным механизмам преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное вала отбора мощности [1—4 и др.]. Исследователи пытаются решить задачи снижения механических потерь в двигателе, улучшение его массогабаритных показателей, уменьшения нагрузок в парах трения и повышение ресурса ДВС. Применение нетрадиционных схем преобразования движения поршня позволяет во многих случаях изменить свойственную классическому КШМ функциональную связь между углом поворота коленчатого вала и изменением рабочего объёма цилиндра двигателя [5].

В то же время из технической термодинамики известно, что наибольшим термическим КПД обладает термодинамический цикл с изохорным подводом теплоты, названный в честь Николауса Отто. В дизелях с классическим КШМ реализовать такой цикл не представляется возможным, так как процесс горения в дизеле частично происходит на такте расширения и при сгорании топлива практически невозможно выполнение условия "теплопровод при V = const". Применение альтернативных механизмов преобразования может позволить снизить скорость перемещения поршня вблизи верхней мертвой точки, вплоть до его остановки на некотором участке поворота коленчатого вала. Отвлекаясь от технической реализации такого механизма преобразования движения поршня, проведём расчётную оценку реального рабочего процесса дизеля с целью оценки возможности повышения его эффективного коэффициента полезного действия.

В качестве расчётной модели используем математическую модель поршневого двигателя, разработанную и модифицированную авторами. Параметры исследуемого двигателя следующие: рядный 4-цилиндровый дизель без наддува рабочим объёмом iV_h = 4,75 л с диаметром цилиндра и ходом поршня D_c = 110 мм и S_p = 125 мм соответственно. Штатная геометрическая степень сжатия составляет ε = 16. Угол опережения впрыскивания $\Theta_{\text{уовт}} = -26°$ ПКВ до ВМТ. Температура охлаждающей жидкости T_w = 360 К. Коэффициент сопротивления впускной системы принят равным ξ_{int} = 0,9; коэффициент сопротивления выпускной системы ξ_{exh} = 1,1. Давление и температура окружающей среды имеют значения p_0 = 100 кПа и T_0 = 300 К. Расчёты проводились по внешней скоростной характеристике при коэффициенте избытка воздуха топливно-воздушной смеси, равном α = 1,6 на двух частотах вращения коленчатого вала: номинальной n = 2200 мин$^{-1}$ и частоте максимального крутящего момента n = 1600 мин$^{-1}$.

На рис. 1 для иллюстрации приведён график, выводимый расчётной программой на экран монитора компьютера, с результатами моделирования рабочего цикла на участке конца акта сжатия и основных стадий тепловыделения ($-30 \geq \varphi \geq 60$ п.к.в.).

Для моделирования нового закона движения поршня классические уравнения КШМ для хода поршня $x_{\text{КШМ}}$ и его скорости $\dot{x}_{\text{КШМ}}$ ($x_{\text{КШМ}} = 1 - \cos\varphi + 0{,}25\lambda_{\text{КШМ}}(1 - \cos 2\varphi)$ и $\dot{x}_{\text{КШМ}} = \sin\varphi + 0{,}5\lambda_{\text{КШМ}} \times \sin 2\varphi$) были модернизированы следующим образом:

$$x_{\text{МОД}} = x_{\text{КШП}} B_p - 2(B_p - 1); \quad (1)$$

$$\dot{x}_{\text{МОД}} = \dot{x}_{\text{КШМ}} B_p, \quad (2)$$

где φ — угол поворота коленчатого вала, п.к.в. от ВМТ; $\lambda_{\text{КШМ}}$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; B_p — коэффициент, корректирующий ход поршня.

Для численного анализа была принята следующая закономерность движения поршня. На такте сжатия движение поршня соответствует классическому КШМ и рассчитывается в соответствии с традиционными формулами. После достижения ВМТ конца сжатия, проводится расчёт по модифицированным формулам, причём проверяется условие: если расчётный текущий объём $V = \pi D_c^2 S_p \left[\frac{0{,}25}{(\varepsilon - 1)} + 0{,}125 x_{\text{МОД}}\right]$ оказывается менее объёма сжатия V_c, то текущий объём принимается равным объёму камеры сгорания $V = V_c$, ход поршня, равным $x_{\text{мод}} = 2$ и скорость поршня равной нулю $\dot{x}_{\text{МОД}}$.

В зависимости от величины коэффициента B_p продолжительность участка V = const меняется от 0 п.к.в.

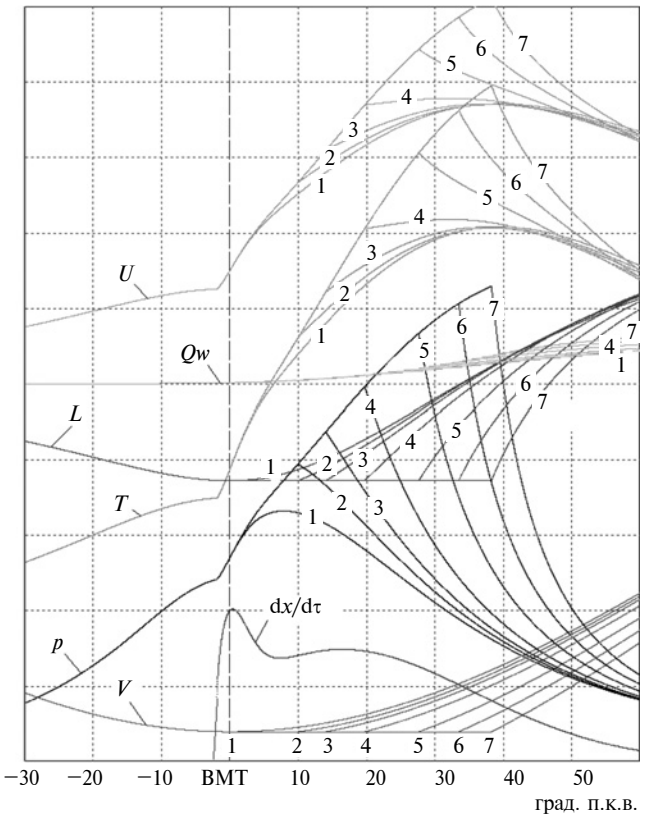


Рис. 1. Характер протекания в функции угла поворота коленчатого вала дизеля текущих значений: относительной скорости тепловыделения dx/dφ, объёма цилиндра V, давления p и температуры T, полезной работы L, теплоотдачи в стенки цилиндра Q_w и изменения внутренней энергии рабочего тела U для продолжительности участка V = const, равной:

1 — 0° п.к.в.; *2* — 9° п.к.в. после ВМТ; *3* — 14° п.к.в. после ВМТ; *4* — 20°п.к.в. после ВМТ; *5* — 28°п.к.в. после ВМТ; *6* — 33°п.к.в. после ВМТ; *7* — 38° п.к.в. после ВМТ

при B_p = 1,00 (вариант без остановки поршня) до 40 п.к.в. после ВМТ при B_p = 1,18.

Так как вне зависимости от значения коэффициента B_p условия сжатия и цикловая подача топлива g_{cik} остаются неизменными, то скорость относительного теплоиспользования $dx/d\varphi$ для всех семи вариантов, приведённых на рис. 1, будет одинаковой. Как видно из приведенных графиков, с ростом протяжённости участка V = const, максимальные значения текущего давления p в цилиндре и средней термодинамической температуры T увеличиваются. Следствием роста температуры и давления является повышение коэффициента теплоотдачи в стенки камеры сгорания на участке активного тепловыделения, что, несмотря на уменьшение поверхности теплопередачи при более длительном участке нахождения поршня в ВМТ, вызывает увеличение тепловых потерь Q_w в стенки камеры сгорания. Естественно, что на участке V = const полезная работа L не совершается.

На рис. 2 представлены расчётные кривые изменения относительных мощностных и топливно-экономических параметров рабочего процесса дизеля для двух характерных точек внешней скоростной характеристики двигателя: номинальной частоты вращения коленчатого вала и частоты достижения максимального крутящего момента.

Из результатов расчёта следует, что наибольший эффект по повышению эффективности рабочего процесса достигается на высокой частоте вращения коленчатого вала — около 10,3 % увеличения мощности и 9,3 % снижения удельного эффективного расхода топлива. Этот эффект достигается при обеспечении режима V = const на участке поворота коленчатого вала от ВМТ до 37 п.к.в. после ВМТ. При частоте вращения, соответствующей максимальному крутящему моменту, относительное повышение мощности меньше и равно около 6,2 %, в то время как снижение удельного эффективного расхода составляет 5,8 %. Максимум эффективности при этом достигается при угле п.к.в. V = const около 27° п.к.в. после ВМТ.

Сопоставим полученные расчётные данные с результатами, получаемыми из термодинамических соотношений. Известно, что значение термического КПД цикла Н. Отто связано с конструкцией реального двигателя только через значение степени сжатия: $\eta_{ot} = 1 - \varepsilon^{1-k}$, в то время как для цикла со смешанным подводом теплоты Г.В. Тринклера на термический КПД влияют как степень повышения $\lambda = p_z/p_c$ давления, так и степень предварительного расширения $\rho = V_z/V_c$. То есть $h_{tr} = 1 - \dfrac{\lambda\rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}$.

Термический КПД для исследуемого дизеля (степень сжатия ε = 16, показатель адиабаты рабочего тела k = 1,4) при условии "теплопровод при V = const" по зависимости составит η_{ot} = 0,670. Полученное путём расчётного анализа математической модели рабочего процесса дизеля снижение полезной работы цикла при смешанном теплопроводе на 6,2...10,3 % даёт значение термического КПД η_{tr} = 0,631...0,593 (параметры цикла: ε = 16, λ = 1,37, k = 1,4), что соответствует

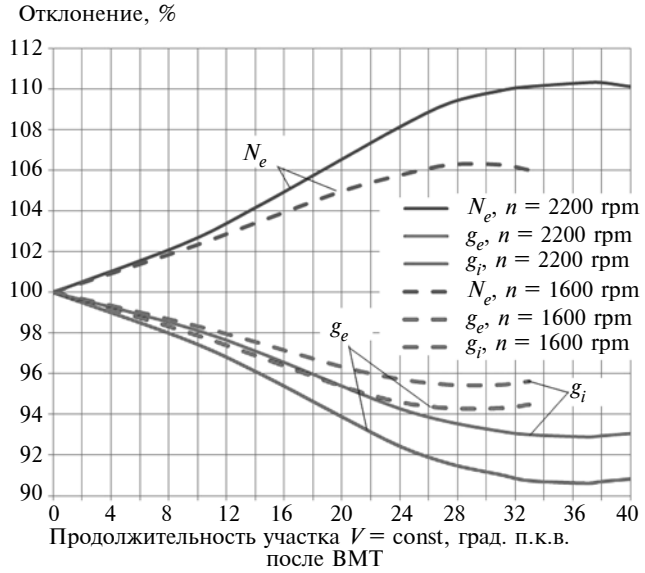


Рис. 2. Относительные: эффективная мощность N_e, удельный индикаторный g_i и эффективный g_e расход топлива на частотах n = 2200 мин$^{-1}$ и n = 1600 мин$^{-1}$ при коэффициенте избытка воздуха α = 1,6 в функции продолжительности угла п.к.в. после ВМТ, участка постоянного объёма камеры сгорания V = const

степени предварительного расширения ρ = 1,85...2,65. Такая степень предварительного расширения обеспечивается при угле п.к.в., равном $\Delta\varphi_v$ = 23,5...33,5. Таким образом, термодинамическая оценка условия "теплопровод при V = const", выраженная углом оптимальной продолжительности участка $\Delta\varphi_v$, лежит в диапазоне 27...37 п.к.в. после ВМТ, вычисленным в свою очередь на основе анализа реального цикла дизеля. Это подтверждает основную природу исследованного эффекта — "теплопровод при V = const", показывая незначительное влияние "уточнений" действительного цикла: учёта влияния состава и температуры рабочего тела на его внутреннюю энергию, теплоотвод на тактах сжатия-расширения и др.

Как видим, эффективный КПД реального рабочего процесса современного дизеля может быть увеличен в области высоких нагрузок на 6...10 % за счёт оптимизации функциональной связи между углом поворота коленчатого вала и изменением рабочего объёма цилиндра двигателя; оценки резервов повышения эффективности рабочего цикла поршневого ДВС, при применении модернизированного закона движения поршня, выполненные как с использованием соотношений технической термодинамики, так и полученные моделированием реального рабочего процесса, оказались близки по своим значениям.

Литература

1. Иващенко Н.А., Пахомов Ю.А., Киселев С.А. Преимущества и недостатки двигателей с бескривошипно-шатунным механизмом // Труды Межд. научн.-техн. конференции "Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения". — Челябинск: Изд-во: ЮУрГУ, 2006. — С. 52—61.
2. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т. 1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. — Донецк: "Лебедь", 1998. — 228 с.
3. Некрасов В.Г. Механизм преобразования движения поршневого двигателя // Вестник машиностроения. — 2005. — № 8. — С. 83—86.
4. Семёнов Б.П. Кулачковые механизмы нетрадиционных ДВС / В сб. тезисов докладов III МНТК "Проблемы и перспективы развития двигателестроения". Часть 2. Самара: СГАУ, 2003.
5. Тер-Мкртичьян Г.Г., Кутенев В.Ф., Яманин А.И. Вопросы теории двигателей с управляемым движением поршней с плоскими преобразующими механизмами. — Изд-во НАМИ, 2004. — 240 с.

УДК 34.06.:656.826:656.136

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И МЕТОДИКА ЧИСЛЕННОГО РАСЧЁТА ПРОЦЕССА ДВИЖЕНИЯ СЕДЕЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Д-р техн. наук **У.Р. ДАВЛЯТОВ, Ж.М. ОМУРОВ,**
д-р техн. наук **О.Т. ШАТМАНОВ**
КГТУ имени И. Раззакова, КГУСТА имени Н. Исанова
(uluk-2000@mail.ru; omurov66@mail.ru)

В статье рассмотрены основные характеристики автомобильной дороги Бишкек—Ош, обоснована актуальность разработки методики расчёта, которая позволит выбирать рациональный скоростной режим движения грузовых автомобилей с жидким грузом, приведены математическая модель процесса движения седельного автопоезда, которая решается методами обратных задач динамики колёсных машин, позволяющих определить параметры процесса движения с учётом смешения центра тяжести груза, и примеры результатов решения уравнений разработанной математической модели.

Ключевые слова: *математическая модель, седельный автопоезд, скоростной режим, колёсные машины, транспортный поток, автомобильная дорога, условия эксплуатации, режим движения.*

Davlyatov U.R., Omurov J.M., Shatmanov O.T.
MATHEMATICAL MODEL AND TECHNIQUE OF NUMERICAL CALCULATION OF PROCESS OF THE MOVEMENT OF THE SADDLE ROAD TRAIN IN MOUNTAIN SERVICE CONDITIONS

In article the main characteristics of the highway Bishkek-Osh are considered, relevance of development of a calculation procedure which will allow to choose the rational high-speed mode of the movement of trucks with liquid freight is proved, are provided mathematical model of process of the movement of the saddle road train which is solved by methods of the return problems of dynamics of wheel cars, the parameters of process of the movement allowing to define taking into account mixture of the center of gravity of freight and examples of results of the decision the equation of the developed mathematical model.

Keywords: *mathematical model, saddle road train, high-speed mode, wheel cars, transport stream, highway, service conditions, movement mode.*

Около 65 % территории Кыргызской Республики составляют горы, и через них проложено множество автомобильных дорог как местного, так и международного значения. В частности, международная трасса "Бишкек-Ош" является важной автомагистралью, соединяющей столицу республики с областями и соседними республиками — Узбекистаном, Таджикистаном и Казахстаном. Интенсивность транспортного потока здесь высока, в этих сложных высокогорных условиях перевозятся большие объёмы грузов.

Протяжённость дороги "Бишкек-Ош" составляет 674 км, из них 348 км горные участки, а 246 км равнинной местности. Перевал "Тоо-Ашуу" находится на высоте 3500 м над уровнем моря. Наиболее сложный участок — 103...140-й км, проходящий через перевал. Данный участок осложнён тем, что 12 км перед вершиной перевала представляют собой крутой подъём, с 56 опасными серпантинами с малыми радиусами кривых в плане. Ширина проезжей части на этом участке дороги составляет 8 м, а ширина обочины с каждой стороны — по 2 м. Наименьший радиус кривых в плане — 40 м, а наибольший продольный уклон составляет 8,3 %.

Так как горные условия для эксплуатации грузовых автомобилей (автопоездов) крайне тяжелы, очень важно знать их режим движения при изобилии крутых подъёмов, спусков, поворотов и серпантинов. Особенно этот вопрос важен при перевозке жидких грузов (например, нефтепродуктов): всплескивание жидкого груза во время перевозок серьёзно изменяет мгновенный центр тяжести автопоезда и тем самым влияет на критическую скорость передвижения. Поэтому безопасность процесса перевозки во многом определяется правильным выбором скоростного режима автопоезда. Выбирать рациональный скоростной режим движения грузовых автомобилей с жидким грузом для конкретных дорожных условий позволит разработанная авторами методика расчёта.

На основании обобщения опыта эксплуатации и обзора теоретических исследований выдвинута гипотеза о возможности повышения эффективности перевозки жидких грузов за счёт определения показателей безо-

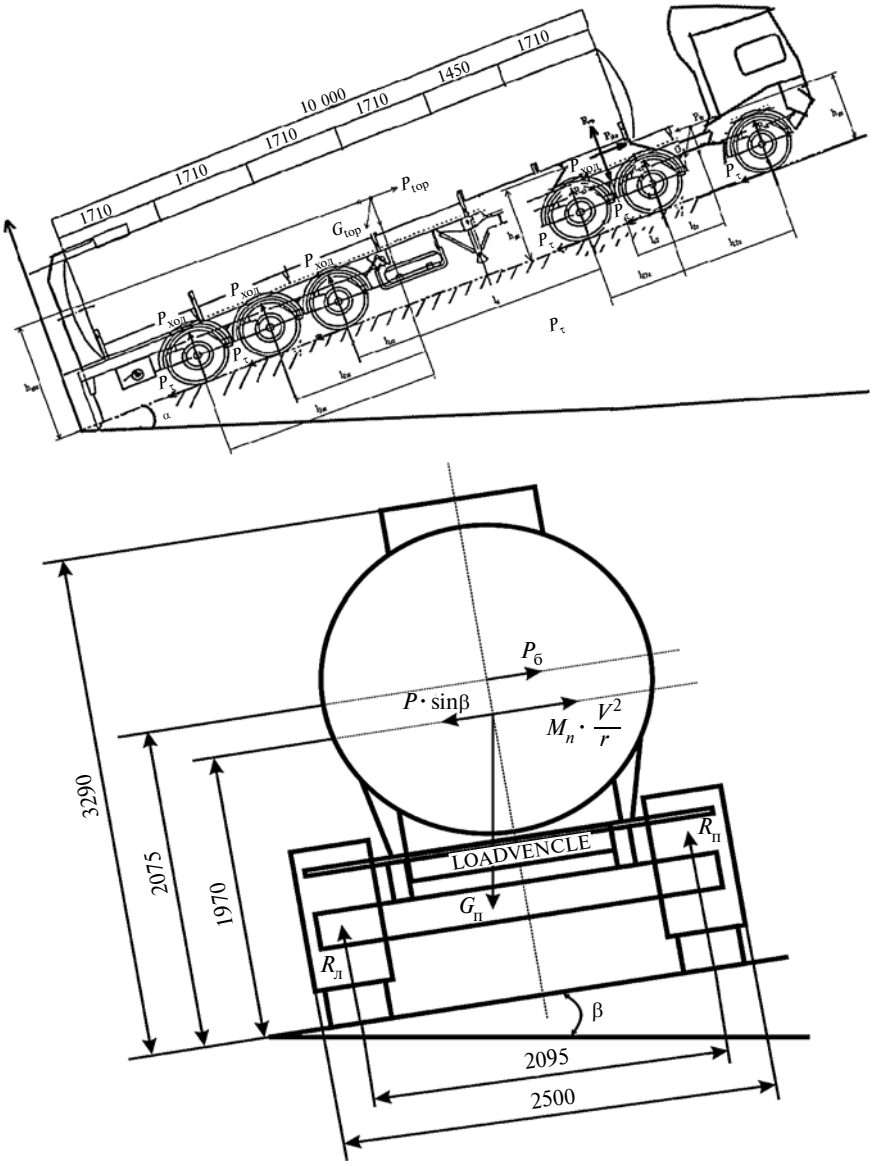


Рис. 1. Схема сил, действующих на автопоезда тягача MAH — TG SWW и полуприцепа — цистерны "Фрюехауф"-TF34T13RBA

пасного и эффективного режима движения. При анализе факторов, влияющих на режим движения, рассматривались факторы по эксплуатационным свойствам, внешние факторы и факторы по экономическим показателям.

Криволинейное движение автопоезда в горных условиях превалирует, так как даже на строго прямолинейных участках дорог движение сопровождается подъёмами и поворотами управляемых колёс для коррекции направления движения и объезда возникающих на пути препятствий. Более 50 % своего пробега автопоезд движется по дугам окружности радиуса от 40 до 500 м. Характер криволинейного движения автопоезда зависит от его режима.

Достижение необходимых скоростей движения автопоездов определяется безопасными и эффективными параметрами режима движения за счёт максимального использования сцепных сил. Неучёт данных параметров при расчёте режима движения может привести к ситуации, когда автопоезд в экстремальных условиях может потерять устойчивость движения. Увеличение числа осей в пределах заданной базы приводит к снижению критической скорости. Уменьшает её также увеличение массы и радиуса инерции автопоезда в горизонтальной плоскости. Также на устойчивость автопоезда большое влияние оказывают удельные величины реакций, действующие на колёса в плоскости движения, а следовательно, и их составляющие — продольная и боковая реакции [1—3].

Исходя из этого, авторами разработана методика обоснования режи-

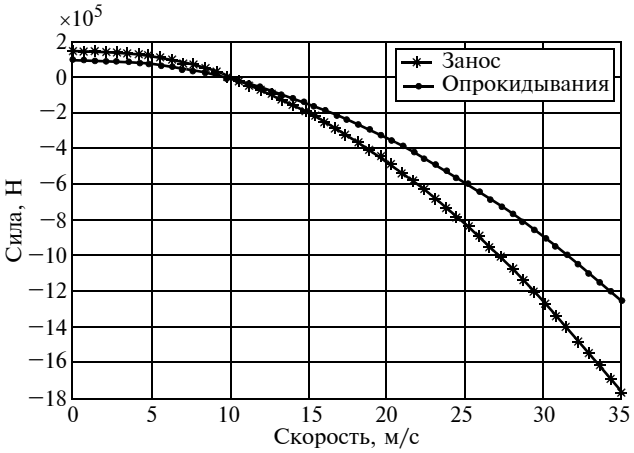


Рис. 2. Суммарное воздействие способствующих и препятствующих сил опрокидыванию и заносу от скорости движения седельного автопоезда при радиусе поворота R = 40 м, продольном уклоне 3 % и учёте динамического воздействия жидкого груза

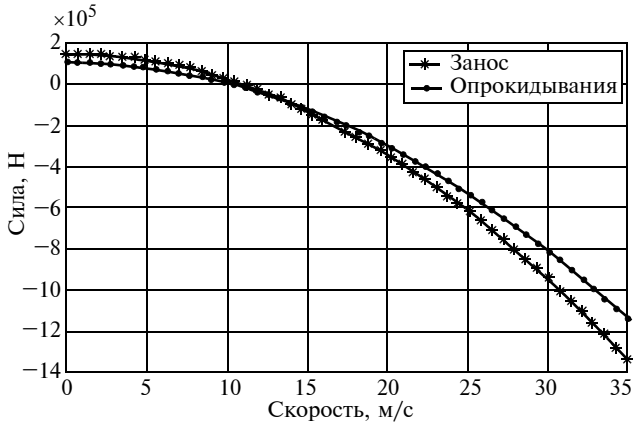


Рис. 3. Суммарное воздействие способствующих и препятствующих сил опрокидыванию и заносу от скорости движения седельного автопоезда при радиусе поворота R = 40 м, продольном уклоне 3 %, без учёта динамического воздействия жидкого груза

ма движения автопоезда с максимальной скоростью, при которой обеспечивается устойчивое и безопасное движение. Методика основывается на математической модели седельного автопоезда, которая решается методами обратных задач динамики колёсных машин, позволяющих определить параметры процесса движения с учётом смешения центра тяжести груза. Седельный автопоезд рассматривается как сложная динамическая система, состоящая из двух подсистем, тягача и полуприцепа (рис. 1).

Используя проекции сил на оси координат и моментов сил относительно осей, нами получена система уравнений для полуприцепа и тягача. В результате решения определяются три силы реакции колёс при предположении, что силы реакции левых и правых колес осей неодинаковы, сила реакции сцепного устройства и сила инерции. (Соответственно формулы 1 и 2 в таблице.)

Используя проекции сил на оси координат и моментов сил относительно осей, нами получена система из 28 дифференциальных уравнений. Эти уравнения совместно с начальными и граничными условиями представляют собой математическую модель процесса движения седельного автопоезда.

Для решения математической модели была разработана программа численного расчёта с помощью про-

№	Формула	Примечания
1	$\Sigma Z = 0;\ R_к + R_з - mg\cos\alpha = 0;$ $\Sigma X = 0;\ P_{jкк} - mg\sin\alpha - m\frac{dv}{dt} = 0;$ $P_{jкк} - m\frac{dv}{dt} - mg\sin\alpha - P_n = 0;\ \Sigma C(\cdot) = 0;$ $R_з l_2 - R_к l_1 - P_{jк}(h_g - h_c) - F_x h_g = 0;$ $R_к = \frac{m}{L}\left(gl_2\cos\alpha - \left(\frac{dv}{dt} + g\sin\alpha\right)(h_g - h_c)\right);$ $R_з = \frac{m}{L}\left(gl_1\cos\alpha + \left(\frac{dv}{dt} + g\sin\alpha\right)(h_g - h_c)\right);$ $R_к = \frac{mg\cos\alpha(l_2 - h_g f_{i1}) - \left(m\frac{dv}{dt} + mg\sin\alpha\right)(h_g - h_c)}{L - h_g f_{i1}};$ $R_з = \frac{m}{L - h_g f_{i1}}\left(g\cos\alpha\, l_1 + \left(\frac{dv}{dt} + g\sin\alpha\right)(h_g - h_c)\right);$ $N_k + (R_л + R_п)f_{i2} + mg\sin\beta - \frac{m\vartheta^2}{r} - P_Б = 0;$ $R_л + R_п - mg\cos\beta = 0;$ $R_л\frac{B}{2} - R_п\frac{B}{2} + (R_л + R_п)f_{i2}h_g + N_k(h_g - h_c) - P_Б h_g = 0;$ $R_л = \frac{1}{2B}\left(mg\cos\beta(B_2 - 2f_{i2}h_c) + 2\left(mg\sin\beta - \frac{m\vartheta^2}{r}\right)(h_g - h_c)\right);$ $R_п = \frac{1}{2B}\left(mg\cos\beta(B_2 + 2f_{i2}h_c) - 2\left(mg\sin\beta - \frac{m\vartheta^2}{r}\right)(h_g - h_c)\right);$ $R_л = R_{л1} + R_{л2} + R_{л3};\ R_{л1} = R_{л2} = R_{л3};$ $R_п = R_{п1} + R_{п2} + R_{п3};\ R_{п1} = R_{п2} = R_{п3};$	$R_л$, $R_п$ — силы реакции колес; $R_к$ — сила реакции сцепного устройства; $N_к$ — боковая сила реакции сцепного устройства; $P_{jкк}$ — продольная сила инерции, действующая на сцепное устройство; $m_п$ — полная масса полуприцепа и $m_т$ — полная масса тягача; l — расстояние между силами и осями; h — высота центра масс; v — скорость автопоезда; α — угол подъема, r — радиус поворота; β — угол поперечного уклона дороги; a_1 — расстояние от центра масс тягача до переднего моста; a_2 — расстояние от центра масс тягача до заднего моста; l_0 — расстояние от центра масс тягача до сцепного устройства; h — высота центра масс тягача; Bt — колея тягача; g — ускорение свободного падения, g = 9,8 м/с^2; L — расстояние от заднего колеса полуприцепа до сцепного устройства; hg — высота центра масс полуприцепа; h_c — высота сцепного устройства; l_2 — расстояние от заднего колеса полуприцепа до центра масс полуприцепа; l_1 — расстояние от центра масс полуприцепа до сцепного устройства; B — колея полуприцепа; f_{i1} — продольный коэффициент сцепления; f_{i2} — поперечный коэффициент сцепления; dv/dt — линейное ускорение автопоезда; $P_Б$ — поперечное динамическое воздействие жидкого груза на стенки цистерны; $P_п$ — продольное динамическое воздействие жидкого груза на стенки цистерны
2	$F_1 + F_2 - P_{jk} - mg\sin\alpha = m\frac{dv}{dt};$ $R_1 + R_2 - R_k - mg\cos\alpha = 0;$ $-R_1 a + R_2 b - P_{jk}(h_c - h) - R_k l_0 - (F_1 + F_2)h = 0;$ $R_2 = \frac{mg\cos\alpha\, a + mg\sin\alpha\, h + m\frac{dv}{dt}h + P_{jk}h_c + R_k(a + l_0)}{a + b};$ $R_1 = \frac{mg\cos\alpha\, b - mg\sin\alpha\, h - m\frac{dv}{dt}h - P_{jk}h_c + R_k(b - l_0)}{a + b};$ $m_T g\frac{B}{2}\cos\beta + m_T g\sin\beta h_g - \frac{m_T\vartheta^2}{r}h_g + N_k h_c - R_k\frac{B}{2} = 0;$ $\frac{m_T\vartheta^2}{r} + N_k - m_T g\sin\beta - \Sigma R\varphi_2 = 0;$ $R_л = R_{л2} + R_{л3};\ R_{л2} = R_{л3};$ $R_п = R_{п2} + R_{п3};\ R_{п2} = R_{п3}.$	

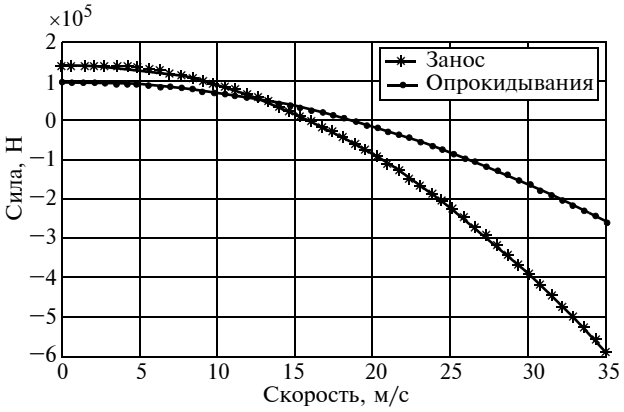


Рис. 4. Соотношение способствующих и препятствующих сил опрокидыванию и заносу от скорости движения седельного автопоезда при радиусе поворота R = 200 м, продольном уклоне 8 %, с учётом динамического воздействия жидкого груза

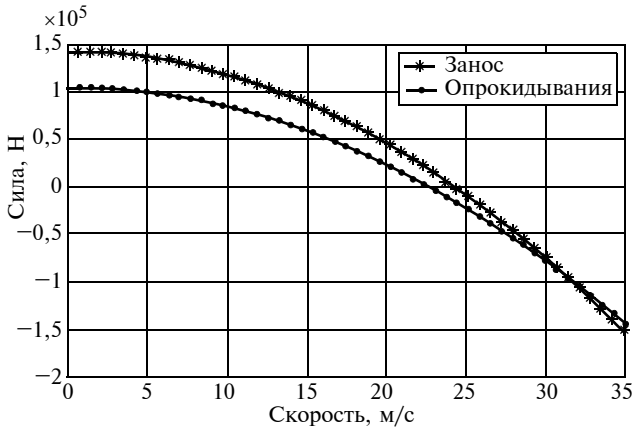


Рис. 5. Соотношение способствующих и препятствующих сил опрокидыванию и заносу от скорости движения седельного автопоезда при радиусе поворота R = 200 м, продольном уклоне 8 %, без учёта динамического воздействия жидкого груза

граммы *"MatLab Simulink"* и реализована на ПЭВМ. Рассчитанные числовые значения силы реакции на каждом колесе автопоезда позволят определить параметры устойчивого движения седельного автопоезда в горных условиях.

На рис. 2—5 представлены примеры результатов решения уравнении разработанной математической модели.

Представленные графики показывают характер изменения суммарных сил, способствующих и препятствующих опрокидыванию, а также суммарных сил, способствующих и препятствующих заносу. По этим графикам можно определить критическую скорость (в точке пересечения с осью ординат при значении ноль), при которой начинается неустойчивое движение седельного автопоезда.

Литература

1. Бабков В.Ф. "Дорожные условия и безопаность движения". М.: Т. 1993, — 271 с.
2. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. — М., Машиностроение, 1971. — 324 с.
3. Фаробин Я.Е. Теория движения специализированного подвижного состава / Я.Е. Фаробин, В.А. Овчаров, В.А. Кравцова. — Воронеж: ВГУ, 1981. — 160 с.

УДК 629.113.073

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Кандидаты техн. наук **В.Г. МИХАЙЛОВ** и **Д.В. МИШУТА**
ООО "Мидивисана" (+375 17.385-24-24)

Рассмотрены проблемы подрессоривания кабины, сиденья грузовых автомобилей и вибраций на рабочем места водителя, а также формирования дорожного возмущения с помощью генераторов белого шума и фильтрации возмущения.

Ключевые слова: *грузовой автомобиль, вибрация, плавность хода, моделирование колебаний.*

Mikhailov V.G., Mishuta D.V.

ESTIMATION OF EFFICIENCY OF SYSTEMS OF A SUSPENTION OF TRUCK

Problems of a cushioning of a cabin, seat of truck and vibrations on the worker place of the driver, and also shaping of road perturbation by means of generators of white noise and a perturbation filtration are considered.

Keywords: *truck, vibration, smoothness of a stroke, simulation of oscillations.*

Грузовые автомобили с кабиной над двигателем имеют повышенный, по сравнению с классической компоновкой — кабиной за двигателем, уровень вибраций на рабочем месте водителя. Это связано как с более высоким расположением водителя, так и с особенностями этой компоновки: благодаря ей удаётся увеличить нагрузку на переднюю ось автомобиля и повысить его грузоподъёмность. Однако такое решение часто ухудшает коэффициент распределения подрессоренных масс — особенно в случае седельных тягачей, у которых седельное устройство размещено очень близко к задней подвеске, поэтому на неё сильное воздействие оказывает полуприцеп [1, 2], и автомобилями повышенной проходимости.

Чтобы снизить уровень связанных с этими обстоятельствами вибраций, т.е. вибронагружённость рабочего места водителя, ведущие европейские автомобилестроители кабины своих автомобилей подрессоривают. Правда, не всех, а лишь седельных тягачей, поскольку их продукция рассчитана на эксплуатацию в основном на автострадах, имеющих хорошее состояние дорожного покрытия, где преобладают средне- (октава 4 Гц) и высокочастотные (октавы 8 и 16 Гц) вибрации. В странах же СНГ качество дорог значительно хуже, поэтому на грузовых автомобилях возникают низкочастотные (в октавах 2 и 4 Гц) вибраций, сочетающиеся с высокочастотными. Кроме того, приходится учитывать и то, что из-за плохих дорог и бездорожья на наших автомобилях повышенной проходимости применяются более жесткие подвески.

Эти отличия заявили о себе ещё в 1970—1980-е годы, когда на МАЗе созданием семейства автомобилей МАЗ-6422 с кабиной, расположенной над двигателем: оказалось, что западно-европейская подрессоренная кабина в октавных полосах частот 2 и 4 Гц в наших условиях не снижает вибрации на сиденье водителя до уровня, соответствующего требованиям санитарных

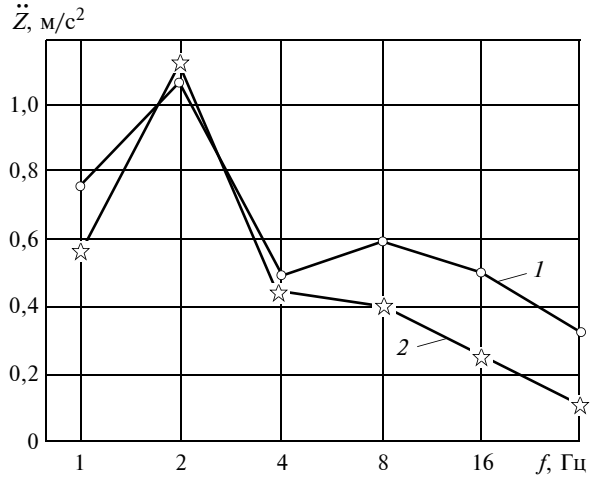


Рис. 1. Вибрации под сиденьем водителя при отсутствии подрессоривания кабины (1) и при его наличии (2) (движение по булыжному шоссе со скоростью 70 км/ч)

норм. Это доказало исследование (рис. 1) её колебаний на плоской модели трёхосного автомобиля 6×4, выполненное специалистами МАЗа и Института математики АН БССР в 1980 г. [3]. Оно, в частности, показало, что система подрессоривания кабины, действительно, снижает, причём значительно, вибрации на полу кабины, но только в октавах 1, 8 и 16 Гц. Однако было установлено, что с уменьшением вибраций в высокочастотной области 4...16 Гц виброзащитные свойства сиденья не только не улучшаются, а даже ухудшаются. Причём при установке под сиденье газонаполненного амортизатора, т.е. попытке его подрессоривания, это явление усиливается. Тем не менее специалисты МАЗа, основываясь на расчётах Института математики и мировой тенденции, кабину своего нового седельного тягача в 1984—1985 г. выполнили всё-таки подрессоренной (с пружинной подвеской), а сиденье оснастили газонаполненным амортизатором. В результате уровень вибраций в октавных полосах частот 2 и 4 Гц на сиденье оказался выше на 5...10 %, чем на сиденье без подрессоривания кабины. И лишь в октавных полосах частот 8 и 16 Гц наблюдалось небольшое (на 10...20 %) снижение. Правда, на полу кабины в октавных полосах частот 8 и 16 Гц он снизился довольно существенно — на 30...40 %. Причём в октавных полосах частот 2 и 4 Гц он по-прежнему превышал санитарные нормы.

Проблему, в конце концов, решили. Для этого на оси седельных тягачей пришлось установить малолистовые рессоры с малым трением, а также использовать импортное подрессоренное сиденье с пневмоподвеской и провести испытания на участке дороги с более совершенным покрытием. На выпускаемых же в настоящее время автомобилях семейства МАЗ-6430 применена пневматическая подвеска кабины с использованием импортных элементов со встроенным гидравлическим двухтрубным амортизатором, которая обеспечивает более низкую собственную частоту колебаний кабины. По логике, это должно привести к снижению вибраций. Но экспериментального подтверждения этому пока нет. Визуальные же наблюдения за импортными автопоездами свидетельствуют: при переездах трамвайных путей и больших неровностей, ям, "волн" на дорогах в подвесках их кабин случаются пробои, что отрицательно воспринимается водителями и вынуждает их снижать скорость движения.

В связи с тем, что такое может случиться и на автомобилях МАЗ-6430, авторы попытались расчётным путём оценить эффективность систем подрессоривания большегрузных автомобилей, а эффективность подрессоривания их кабин и сидений, взяв в качестве объекта исследования автомобиль повышенной проходимости с колесной формулой 6×6, — с последующим его развитием до модели автопоезда.

Исследования проводились на плоской модели этого автомобиля, которая учитывала заднюю балансирную подвеску, кабину с подрессориванием спереди и сзади и сиденье с моделью человека (рис. 2). Описывалась она с помощью системы дифференциальных уравнений (формулы № 1 в таблице).

Модель подрессоренного сиденья (рис. 3) учитывала параметры модели его подушки и подвески, а также биодинамической модели человека. Её особенность — учёт сложной модели трения в подвесках автомобиля и кабины, а также в подушке сиденья, сочетающей упругий и демпфирующий характер сил трения с ограничением их максимальных усилий. Это позволило имитировать переменную жёсткость в подвеске и подушке сиденья и лучше аппроксимировать виброзащитные свойства сиденья. Эта модель описана дифференциальными уравнениями в виде формул № 2.

При моделировании подвесок использовалась комбинированная модель трения [2, 3] с упругими элементами и "вязким" трением, которая точнее описывает динамическую характеристику рессорной подвески, кабины, сиденья и колебания при малых значениях возмущений.

Вибрации моделировались путём решения нелинейных дифференциальных уравнений с помощью пакета MatLab/Simulink. В качестве внешнего возмущения использовался сигнал, полученный с генератора "белого шума" и пропущенный через полосовой и октавные фильтры, что соответствовало воздействию булыжной дороги со среднеквадратической высотой неровностей 2,9 см при движении со скоростью 40 км/ч и времени 50 с. Эффективность подрессоривания автомобиля оценивалась по среднеквадратическим ускорениям на сиденье в третьоктавных полосах частот.

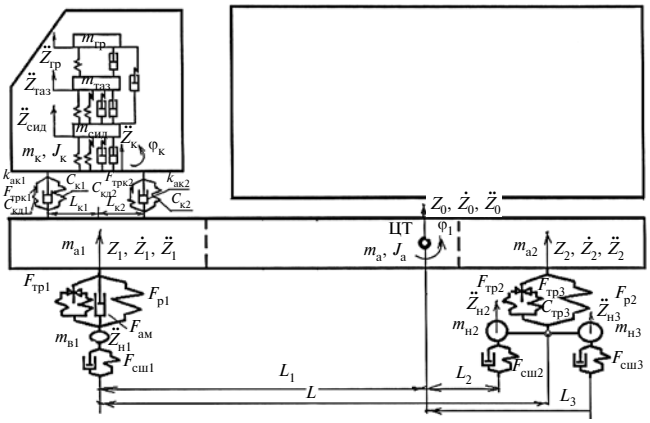


Рис. 2. Плоская модель автомобиля 6×6

№ формулы	Формула	Примечания
1	$m_а\ddot{Z}_о - (F_{п1} + F_{п2}) = 0;\quad J_а\ddot{\varphi}_1 + (F_{п1}L_1 - F_{п2}L_2) = 0;$ $m_{н1}\ddot{Z}_{н1} + (F_{ш1} - F_{п1}/2) = 0;\quad m_{н2}\ddot{Z}_{н2} + (F_{ш2} - F_{п2}/2) = 0;$ $m_{н3}\ddot{Z}_{н3} + (F_{ш1} - F_{п2}/2) = 0;$ $\varphi_1 = \dfrac{Z_1 - Z_2}{2L_1 + 2L_2};\ \dot{\varphi}_1 = \dfrac{\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2}{2b_{ш1} + 2b_{ш1}};$ $F_{ш1} = F_{ш1}(q_1) + F_{kш1}(\dot{q}_1);\quad F_{ш2} = F_{ш2}(q_2) + F_{kш2}(\dot{q}_2);$ $F_{ш3} = C_{ш3}(q_3) + F_{kш3}(\dot{q}_3);$ $F_{п1} = F_{р1}(L_1\varphi_1 - L_2\varphi_1) - F_{амл1}((L_1 - L_2)\dot{\varphi}_1) + F_{тр1}(\dot{Z}_{а1} - \dot{Z}_{н1});$ $F_{п2} = F_{р2}\left(\dfrac{\varphi_1(L_2 - L_3)}{2}\right) + F_{тр2}\left(\dot{\varphi}_{а2}\dot{Z}_{а2} - \dfrac{(\dot{Z}_{н2} + \dot{Z}_{н3})}{2}\right);$ $m_к\ddot{Z}_к - (F_{пк1} + F_{пк2}) = 0;\quad J_к\ddot{\varphi}_к + (F_{пк1}L_1 - F_{пк2}L_2) = 0;$ $\varphi_к = \dfrac{Z_{к1} - Z_{к2}}{2L_{к1} + 2L_{к2}};\ \ddot{\varphi}_к = \dfrac{\dot{Z}_{к1} - \dot{Z}_{к2}}{2L_{к1} + 2L_{к2}};$ $F_{пк1} = F_{рк1}(L_{к1}\varphi_к - L_{к2}\varphi_к) - F_{амк1}((L_{к1} - L_{к2})\dot{\varphi}_к) +$ $+ F_{тр1}(\dot{Z}_{ак1} - \dot{Z}_{арк2});$ $F_{пк2} = F_{рк2}(L_{к2}\varphi_к - L_{к2}\varphi_к) - F_{амк2}((L_{к2} - L_{к2})\dot{\varphi}_к) +$ $+ F_{тр1}(\dot{Z}_{ак2} - \dot{Z}_{арк2});$	$\ddot{Z}_о$, $\ddot{\varphi}_1$, $\ddot{Z}_{cab}$, $\ddot{\varphi}_к$, $\ddot{Z}_{н1}$, $\ddot{Z}_{н2}$, $\ddot{Z}_{н3}$ — вертикальные и угловые ускорения ЦТ автомобиля, кабины, неподрессоренных масс осей и соответствующие им виброскорости и перемещения; q_1, q_2, q_3, $\dot{q}_1$, $\dot{q}_2$, $\dot{q}_3$ — текущая высота микронеровности и ее значение скорости под передним, средним и задним колесом; $F_{ш1}$, $F_{ш2}$, $F_{ш3}$ — упругая характеристика шин переднего, среднего и заднего мостов, зависящая от относительной их деформации; $F_{р1}$, $F_{р2}$, $F_{рк1}$, $F_{рк2}$ — упругая характеристика рессор переднего моста, балансирной подвески и кабины, зависящая от их относительной деформации; $F_{тр1}$, $F_{тр2}$ — характеристика трения рессор переднего моста и балансирной подвески, кабины, зависящая от относительной скорости перемещения с ограничениями ее величины; $F_{ам1}$, $F_{амк1}$, $F_{амк2}$ — характеристика амортизаторов переднего моста, кабины, зависящая от относительной скорости перемещения; $F_{п1}$, $F_{п2}$ — суммарная характеристика рессоры, амортизатора и трения переднего моста и балансирной подвески; $F_{ш1}$, $F_{ш2}$, $F_{ш3}$ — упругие характеристики шин переднего, среднего и заднего мостов, зависящие от относительной их деформации; $m_а$, $m_к$ — масса подрессоренной части автомобиля, кабины; $m_{н1}$, $m_{н1}$, $m_{н3}$ — неподрессоренная масса переднего, среднего и заднего мостов; L_1, L_2, — $L_{к1}$, $L_{к2}$ — расстояние между центрами тяжести передней и задней подвесок автомобиля и кабины; $J_а$, $J_к$ — моменты инерции подрессоренной массы автомобиля и кабины в продольной плоскости
2	$m_{гр}\ddot{Z}_{гр} - (F_{гр} + F_{тр5}) = 0;\quad m_{таз}\ddot{Z}_{таз} + F_{гр} = 0;$ $m_{сид}\ddot{Z}_{сид} + (F_{подв} - F_{тр5}) = 0;\ F_{гр} = C_{гр}(Z_{таз} - Z_{гр}) + k_{гр}(\dot{Z}_{таз} - \dot{Z}_{гр});$ $F_{таз} = C_{таз}(Z_{сид} - Z_{таз}) + k_{таз}(\dot{Z}_{сид} - \dot{Z}_{таз}) + F_{тр5}(\dot{Z}_{таз} - \dot{Z}_{сид});$ $F_{тр3} = \begin{cases} C_{под.дин}\int_0^t(\dot{Z}_{сид} - \dot{Z}_{таз})dt F_{тр1} > C_{под.дин}\int_0^t(\dot{Z}_{сид} - \dot{Z}_{таз})dt > -F_{тр3}; \\ F_{тр3},\ \text{если}\ C_{под.дин}\int_0^t(\dot{Z}_{сид} - \dot{Z}_{таз})dt > F_3; \\ -F_{тр3},\ \text{если}\ C_{под.дин}\int_0^t(\dot{Z}_{сид} - \dot{Z}_{таз})dt < -F_3; \end{cases}$ $F_{тр4} = \begin{cases} k_{зат.под}(\dot{Z}_{сид} - \dot{Z}_{таз})F_{тр4max} > k_{зат.под}(\dot{Z}_{сид} - \dot{Z}_{таз}) > -F_{тр4max}; \\ F_{тр4max},\ \text{если}\ k_{зат.под}(\dot{Z}_{сид} - \dot{Z}_{таз}) > F_{4max}; \\ -F_{тр4max},\ \text{если}\ k_{зат.под}(\dot{Z}_{сид} - \dot{Z}_{таз}) < -F_{4max}; \end{cases}$ $F_{тр5} = \begin{cases} k_{сп}(\dot{Z}_{сид} - \dot{Z}_{гр})F_{тр5max} > k_{сп}(\dot{Z}_{сид} - \dot{Z}_{гр}) > -F_{тр5max}; \\ F_{тр5max},\ \text{если}\ k_{сп}(\dot{Z}_{сид} - \dot{Z}_{гр}) > F_{5max}; \\ -F_{тр5max},\ \text{если}\ k_{сп}(\dot{Z}_{сид} - \dot{Z}_{гр}) < -F_{5max}; \end{cases}$ $F_{ам.под} = k_{под}(\dot{Z}_{сид} - \dot{Z}_{таз});$ $F_{тр1} = \begin{cases} C_{тр1}\int_0^t(\dot{Z}_{осн} - \dot{Z}_{сид})dt F_{тр1} > C_{тр1}\int_0^t(\dot{Z}_{осн} - \dot{Z}_{сид})dt > -F_{тр1max}; \\ F_{тр1max},\ \text{если}\ C_{тр1}\int_0^t(\dot{Z}_{осн} - \dot{Z}_{сид})dt > F_{тр1max}; \\ -F_{тр1max},\ \text{если}\ C_{тр1}\int_0^t(\dot{Z}_{осн} - \dot{Z}_{сид})dt < -F_{1max}; \end{cases}$ $F_{тр2} = \begin{cases} k_{тр2}(\dot{Z}_{осн} - \dot{Z}_{сид})F_{тр2max} > k_{тр2}(\dot{Z}_{осн} - \dot{Z}_{сид}) > -F_{тр1max}; \\ F_{тр2max},\ \text{если}\ k_{тр2}(\dot{Z}_{осн} - \dot{Z}_{сид}) > F_{тр2max}; \\ -F_{тр2max},\ \text{если}\ k_{тр2}(\dot{Z}_{осн} - \dot{Z}_{сид}) < -F_{тр2max}; \end{cases}$ $F_{ам} = k_{ам}(\dot{Z}_{осн} - \dot{Z}_{сид});\quad F_{подв} = C_1(Z_{осн} - Z_{сид})$	$C_{под.стат}$, $C_{под.дин}$ — статическая и динамическая жесткости подушки; $k_{зат.под}$, $k_{под}$ — коэффициенты затуханий в подушке; $F_{тр3}$, $F_{тр4}$ — максимальные значения трения, ограничивающего усилия от динамической жесткости и демпфирующего элемента; $\dot{Z}_{осн}$, $\dot{Z}_{таз}$, $\dot{Z}_{гр}$ — текущие значения виброскорости основания, таза и груди манекена водителя; $Z_{осн}$, $Z_{таз}$, $Z_{гр}$ — текущее значение перемещений основания, таза и груди; $\ddot{Z}_{осн}$, $\ddot{Z}_{таз}$, $\ddot{Z}_{гр}$ — текущие значения ускорений основания, таза и груди; $F_{подв}$ — упругая характеристика подвески сиденья, зависящая от относительной деформации; $F_{тр1}$, $F_{тр3}$ — характеристики трения подвески и подушки сиденья в виде зависимости интеграла, зависящие от относительной скорости перемещения с ограничениями ее величины; $F_{тр2}$, $F_{тр4}$, $F_{тр5}$ — характеристика "вязкого" трения подвески, подушки сиденья и трения о спинку в виде зависимости от относительной скорости перемещения с ограничениями ее величины; $F_{тр1max}$, $F_{тр2max}$, $F_{тр2max}$, $F_{тр4max}$, $F_{тр5max}$ — максимальные значения трения подвески, подушки сиденья и трения о спинку; $F_{ам}$ — характеристика амортизаторов подвески сиденья в виде зависимости от относительной скорости перемещения; $m_{гр}$, $m_{таз}$, $m_{сид}$ — подрессоренные массы груди, таза, сиденья манекена водителя

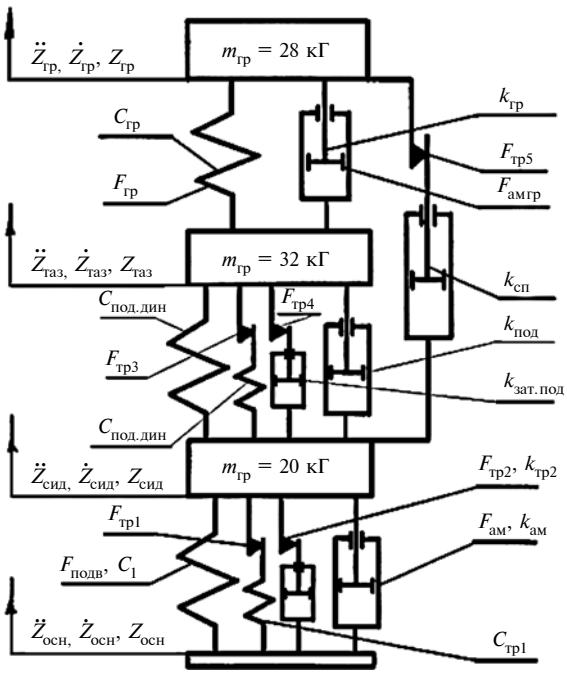


Рис. 3. Подрессоренное сиденье и динамическая модель системы "сиденье—водитель"

Параметры амортизатора кабины приняты такими: усилие сжатия — 176 Н, усилие отбоя — 1080 Н при скорости 0,25 м/с. То есть они соответствовали амортизаторам 20.5001010-03, 11.2905005-53, 53212-2905006-01, 5310-50001730, применяемым в подвесках кабины автомобилей МАЗ и КамАЗ.

Жёсткости передней и задней рессор автомобиля составляли соответственно 2000 и 4000 Н/м. Значения жёсткости упругих элементов соответствовали собственным колебаниям кабины 1,5, 2,5, 4, 5 Гц. Сопротивление амортизатора передней подвески при скорости перемещения его штока, равной 0,5 м/с, при сжатии 800 Н, а при отбое — 7500 Н. Момент инерции автомобиля принимался равным 6647 кг/м^2, подрессоренная масса — 17000 кг, масса кабины — 750 кг.

Параметры сиденья соответствовали ранее определённым оптимальным их значениям: жёсткость подвески — 4000 кН/м, $F_{тр}$ = 25 Н, $k_{ам}$ = 1500 Н · с/м.

При моделировании подвески сиденья и подушки использована комбинированная модель трения с упругими элементами и "вязкого" трения.

В процессе моделирования проведены исследования нескольких вариантов комплектации: подрессоривание кабины с параметрами подвески, обеспечивающими собственные частоты её колебаний, равные 1,5; 2,5; 4 и 5 Гц; кабина без подрессоривания: подрессорено только сиденье водителя; подрессорено сиденье и применены малолистовые рессоры со сниженным трением. Его результаты приведены на рис. 4, из которого видно, что при подрессоривании по вариантам 6, 8 и 9, реализуемым с помощью пружинной подвески кабины, в области 2 и 2,5 Гц наблюдается явно выраженное усиление вибраций на её полу, по сравнению с уровнем вибраций на раме, т.е. при неподрессоренной кабине в 1,32...1,12 раза. И только начиная с 4 Гц вибрации заметно уменьшаются: в полосе 8 Гц их амплитуда составляет 0,33 м/с^2, тогда как при неподрессоренной кабине она равна 0,57 м/с^2. Основной же спектр вибраций приходится на третьоктавы 2, 2,5 и 3,15 Гц.

Если же эти варианты сравнить между собой, то получается следующее: наиболее низкие уровни вибраций при подрессоривании кабины обеспечиваются при жесткостях подвески, соответствующих полосе 2,5 Гц, и в области частот 4...20 Гц наблюдается значительное снижение вибраций. Например, в полосе 8 Гц их амплитуда на сиденье составляет 0,13 м/с^2, тогда как при отсутствии подрессоривания она равна 0,2 м/с^2. Однако уровень вибраций в третьоктавных полосах 2...4 Гц превышает допустимые нормы до 1,5 раз, причём он выше, чем на полу кабины. Наихудший вариант — кабина с собственной частотой 5 Гц.

Замена пружинной подвески кабины с f = 1,5 Гц (вариант 7) даёт также значительное снижение вибраций как в низкочастотной, так и высокочастотной областях, поэтому их уровень не достигает предельно допустимых санитарных норм. Однако необходимо отметить, что при подрессоривании кабины виброзащитные свойства сиденья всегда ухудшаются. И хотя оно снижает уровень вибраций на полу кабины, коэффициент передачи сиденья при этом возрастает. Например, в полосе 8 Гц в случае неподрессоренной кабины он равен 0,35, а после подрессоривания — 0, 54.

В ходе исследований выявлен ещё один интересный факт: при уменьшении собственной частоты подвески кабины её ход от положения статического равновесия существенно возрастает (в нашем случае он составил

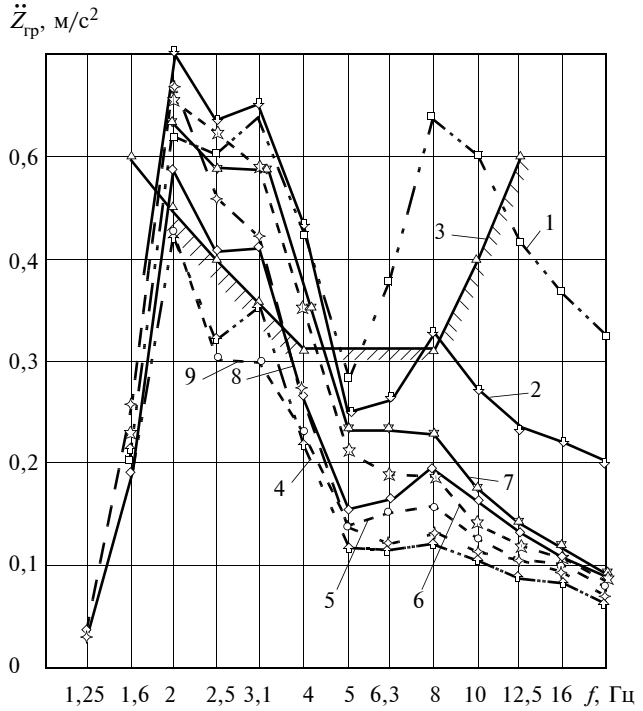


Рис. 4. Результаты моделирования вибраций на сиденье водителя в третьоктавных полосах частот при движении автомобиля по булыжному шоссе со скоростью 40 км/ч:

1 — допустимые санитарные нормы; *2* — уровень вибраций на раме; *3* — уровень вибраций на сиденье при малолистовой рессоре без подрессоривания кабины; *4* — уровень вибраций на сиденье без подрессоривания кабины; *5* — уровень вибраций на полу подрессоренной кабины; *6* — вариант кабины с f = 2,5 Гц; *7* — вариант "кабина с пневмоподвеской"; *8* — вариант кабины с f = 5 Гц; *9* — вариант кабины с f = 4 Гц

24 мм), что не исключает её пробои подвески при увеличении скорости движения (и, по-видимому, было причиной упомянутых выше пробоев, наблюдавшихся при переезде автомобилями зарубежного производства серез трамвайные пути).

Результаты исследований показали также, что разработанное на МАЗе подрессоренное сиденье с оптимальными параметрами без подрессоривания кабины в третьоктавных полосах 1,25...5 Гц обеспечивает меньший, по сравнению с вариантами пружинной подвески 6, 8 и 9, уровень среднеквадратических вибраций. И лишь начиная с 5 Гц подрессоривание кабины с пружинной подвеской с параметрами $f = 2{,}5$ Гц обеспечивает более низкие значения вибраций на сиденье (в полосе 8 Гц, например, их снижение составляет 12 %). При вариантах 6 и 7 ($f = 5$ и 4 Гц) эффект от подрессоривания кабины незначителен.

Применение малолистовой рессоры с уменьшенным в 1,5 раза трением в варианте (только с сиденьем) в третьоктавах 1,25...4 Гц обеспечивает такое же снижение вибраций на сиденье, как и в варианте 7. И лишь начиная с третьоктавы 5 Гц наблюдаются несколько большие значения вибраций, чем у варианта 7 с пневматической подвеской кабины. При этом уровень вибраций в полосе 5...20 Гц оказывается значительно (в 2...3 раза) ниже допустимого санитарными нормами. Поэтому их значения при расчётах можно не учитывать.

При оценке эффективности систем подрессоривания необходимо принимать во внимание то, что при снижении частоты собственных колебаний ходы подвески кабины на сжатие от положения статического равновесия возрастают (в нашем случае, повторяем, они достигли 24 мм). Это заставляет усложнять конструкцию привода сцепления, тормозов и рулевого управления (последнее из-за наличия шлицевого соединения и люфтов становится вообще неинформативным). Поэтому, видимо, зарубежные производители на автомобилях повышенной проходимости подрессоривание кабины не применяют — слишком дорого.

Если говорить в целом, то полученные в ходе исследований результаты свидетельствуют о нецелесообразности подрессоривания кабины на автомобилях 6×6 повышенной проходимости: оно снижает, конечно, вибрации на сиденье не только в высокочастотной области, где они, как известно, малы. Более эффективным и дешёвым способом следует считать подрессоривание сиденья в сочетании с малолистовой рессорой малого трения.

Этот вывод косвенно подтверждает то, что на армейских шасси зарубежного производства стоят рычажные торсионные подвески с увеличенным ходом. То есть подвески с низким трением и большим ходом, уменьшающие уровень вибраций сиденья. По этому пути сейчас пошел и МЗКТ: на своих изделиях 6×6 и 8×8 он устанавливает пружинную и торсионную подвески. Однако для седельных тягачей проблема эффективности систем подрессоривания кабины ни у нас, ни за рубежом до конца не решена. Например, зарубежные производители свои кабины, как правило, подрессоривают. Но делают это, по мнению многих специалистов, не столько для снижения уровня вибраций сиденья водителя, сколько шума в кабине, т.е. уменьшения резонирования её панелей. А пока что из всего, что сказано выше, можно сделать следующие выводы.

1. Подрессоривание кабины с пружинной в области 5...20 Гц на 15...20 % снижает уровень её вибраций, но несколько (на ~10 %) увеличивает в низкочастотной области.

2. Пневмоподвеска кабины при $f = 1{,}5$ Гц позволяет снизить и низкочастотные вибрации, но при этом её ход от положения статического равновесия существенно возрастает, что может привести к её пробою. Кроме того, система подрессоривания кабины на основе пневмоподвески значительно усложняет и удорожает конструкцию автомобиля.

3. Наиболее целесообразное решение проблемы для автомобилей повышенной проходимости с колёсной формулой 6×6 — сочетание подрессоривания сиденья и малолистовых рессор малого трения или применение пружинной торсионной подвески с увеличенными ходами.

Литература

1. Петрович А.И. Программное обеспечение ЭВМ. Расчёт плавности хода автопоезда на ЕС ЭВМ / Петрович А.И., Беленький Ю.Ю. Маринич А.М., Янович Л.А. // Ин-т математики АН БССР. Минск, 1984. Вып. 49. 77 с.
2. Санитарные правила по гигиене труда водителей автомобилей № 11-10-94.
3. Кольцов В.И. Модель листовой рессоры / В.И. Кольцов, Ю.В. Пирковский, В.И. Ковицкий // Автомобильная промышленность 1970. № 10. С. 14...16.

УДК 621.431.73.

АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ НОВОЙ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ — W9

Кандидаты техн. наук **В.В. ГУСАРОВ** и **А.А. АШИШИН, Р.Л. АУТХМАН, Ф.В. АВТАЕВ**
Университет Машиностроения (МАМИ), "Вольво-Восток" (495. 223-05-23)

Рассмотрены схемы кривошипно-шатунного механизма двигателя типа W9 с 3-коленным валом, обеспечивающие равномерное чередование рабочих ходов при разных углах развала блока цилиндров и выполнен анализ уравновешенности двигателя. Показана конструктивная схема двигателя, обеспечивающая высокую уравновешенность без применения балансирного вала.

Ключевые слова: *двигатель типа W9, кривошипно-шатунный механизм, чередование рабочих ходов, годограф, момент от сил инерции, уравновешенность двигателя.*

Gusarov V.V., Ashishin A.A., Autkhman R.L., Avtaev F.V.

ANALYSIS OF THE BALANCE OF THE NEW ENGINES OF CONSTRUCTIVE SCHEMES SUCH AS W9

The schemes of the crank mechanism of the engine type W9 with a 3-knee shaft, providing uniform alternating strokes for different angles of the collapse of the cylinder block and the analysis of balance of the engine. It shows structural diagram of the engine, providing high equilibrium without balance shaft.

Keywords: *engine type W9, crank mechanism, alternating strokes, hodograph, the moment of inertia forces, balance of the engine.*

Возможности современных технологий позволяют создавать поршневые двигатели с новыми конструктивными схемами, обеспечивающими лучшие, сравнительно с традиционными, массогабаритные показатели. Один из таких двигателей — трехрядный типа W9 с углом развала соседних блоков цилиндров 60°, име-

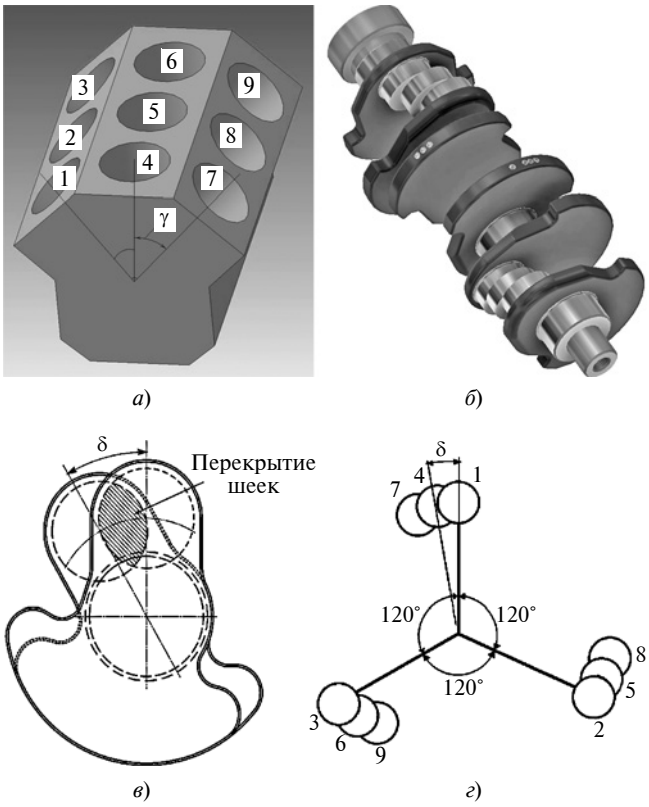


Рис. 1. Кривошипно-шатунный механизм двигателя типа W9: схема расположения и нумерации цилиндров (а), 3D модель 3-коленного вала (б), конструктивная схема смещения соседних шатунных шеек на угол δ (в), расчётная схема коленчатого вала (г)

ющий трехколенный вал (углы заклинки кривошипов — 120°), где на каждой из трёх шатунных шеек расположено по три шатуна. Опытная модель двигателя такой конструкции обладает рекордно высокими массогабаритными показателями: при рабочем объёме 2,977 л., частоте вращения 10 700 мин$^{-1}$, мощности 387 кВт он имеет массу всего 118 кг и габаритные размеры 434×623×448 мм [1]. В принципе длина и высота таких двигателей лишь немного превышает аналогичные по размерам цилиндра рядные трехцилиндровые двигатели (L3), так как их коленчатые валы подобны (3 колена, по 3 шатунных и 4 коренные шейки). Важным свойством конструкции двигателя является его уравновешенность, однако анализ таковой для рассматриваемого типа в технической литературе отсутствует.

Как известно, минимальное возмущение от действия результирующего крутящего момента обеспечивается при равном интервале между всеми рабочими ходами, который для девяти цилиндров соответствует 80° поворота коленчатого вала. Авторами получен патент на конструкцию двигателя типа W9, в котором за счёт определённого соотношения параметров кривошипно-шатунного механизма обеспечивается выполнение этого условия при любых (задаваемых) углах развала блоков цилиндров γ (рис. 1) [2]. Найдено, что равномерное чередование рабочих ходов возможно при двух вариантах порядка работы цилиндров. В первом варианте при порядке работы 1-4-7-2-5-8-3-6-9, углы смещения между двумя соседними шатунными шейками δ (рис. 1, *в*) должны быть равными δ = γ − 80° (положительное направление угла — по часовой стрелке от шейки с меньшим номером к большему). Во втором варианте при порядке работы 1-7-6-2-8-4-3-9-5, δ = γ − 40°. По конструктивным соображениям следует выполнять по возможности меньшие значения угла δ, так как для увеличения прочности шатунных шеек зона перекрытия (рис. 1, *в*) должна быть как можно больше. По этой причине первый вариант КШМ (порядок работы 1-4-7-2-5-8-3-6-9) целесообразен для углов развала 60° ≤ γ, а второй вариант (1-7-6-2-8-4-3-9-5) для γ ≤ 60°. В этом случае во всём реально возможном диапазоне углов развала блока цилиндров (20° ≤ γ ≤ 90°) необходимое для равномерного чередования ходов значение угла смещения δ не превысит 20°.

В вариантах конструкций двигателей типа W9 при углах развала блока цилиндров 80 или 40° равномерное чередование ходов (при соответствующем порядке работы) обеспечивается при "цельных" (δ = 0°) шатунных шейках, что не только увеличивает прочность, но и упрощает конструкцию коленчатого вала.

Заметим в этой связи, что в опытном двигателе такой конструкции [1], где угол развала блоков цилиндров составляет 60°, а коленчатый вал имеет несмещённые шатунные шейки, не обеспечивается равномерное чередование рабочих ходов и, следовательно, он имеет повышенную неуравновешенность от действия реактивного крутящего момента.

Выполнив анализ обеспечения уравновешенности от действия крутящего момента, авторы приступили к исследованию уравновешенности от инерционных сил и моментов возвратно-поступательно движущихся масс (ВПДМ) для разных вариантов этого двигателя, отличающихся углами развала блока цилиндров γ и порядком рабочих ходов при условии их равномерного чередования. Анализ действия центробежных сил и моментов не проводился, так как способы полного их уравновешивания достаточно разработаны и очевидны.

Таким образом, следует оценить возмущающее действие результирующих сил инерции первого $\sum P_{j1}$ и второго $\sum P_{j2}$ порядков от ВПДМ, а также соответствующих моментов от этих сил $\sum M_{j1}$ и $\sum M_{j2}$. Найдено, что общая количественная оценка возмущений от действия неуравновешенных сил и моментов может выполняться по значениям максимальных за цикл импульсов (первообразных по времени или углу поворота коленчатого вала) соответствующих возмущений [3]. Такая оценка особенно целесообразна, когда характер возмущений имеет сложный не гармонический периодический характер. Именно такой вид, как показано ниже, имеет результирующее инерционное возмущение в исследуемом двигателе и такой способ оценки здесь предусмотрен.

Анализ удобно выполнять, рассматривая данный двигатель как синтез трехрядных двигателей: первый соответствует отсеку, расположенному в левом блоке двигателя W9 (рис. 1, *а*), здесь расположены цилиндры с номерами 1, 2, 3; второй соответствует отсеку, расположенному в средней части блока, здесь расположены цилиндры с номерами 4, 5, 6; в правом блоке

расположен третий отсек. В этом случае общая уравновешенность двигателя W9 определяется свойствами уравновешенности двигателей типа L3, у которых, как известно [4], уравновешены все силы инерции. Тогда и для всего двигателя типа W9 при любых углах развала цилиндров для обоих вариантов чередования рабочих ходов будет обеспечено полное уравновешивание сил инерции ВПДМ: $\sum P_{j1} = 0$, $\sum P_{j2} = 0$. А вот моменты от сил инерции первого ΣM_{j1} и второго ΣM_{j2} порядков в двигателе типа L3 не уравновешены. Результирующие моменты первого и второго порядков для всего двигателя W9 определятся как векторные суммы всех трех отсеков:

$$\Sigma \overline{M_{j1}} = \Sigma \overline{M_{j11}} + \Sigma \overline{M_{j12}} + \Sigma \overline{M_{j13}};$$

$$\Sigma \overline{M_{j2}} = \Sigma \overline{M_{j21}} + \Sigma \overline{M_{j22}} + \Sigma \overline{M_{j23}},$$

где первая цифра в нижнем индексе моментов показывает порядок момента, вторая — номер отсека, который соответствует двигателю типа L3. Суммарный момент также может быть найден векторным способом: $\Sigma \overline{M_{j\Sigma}} = \Sigma \overline{M_{j1}} + \Sigma \overline{M_{j2}}$. С учётом известных выражений для моментов сил инерции первого и второго порядка в двигателях L3 [4] и относительных фазовых сдвигов положения верхней мёртвой точки в каждом первом цилиндре трех условных двигателей (рис. 1) формулы этих моментов для варианта, соответствующего порядку работы 1-4-7-2-5-8-3-6-9 (в этом случае фазовый сдвиг 80°), будут иметь вид:

$$\Sigma M_{j11} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\cos(\varphi + 30°);$$

$$\Sigma M_{j21} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\lambda\cos 2(\varphi - 15°);$$

$$\Sigma M_{j12} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\cos(\varphi - 50°);$$

$$\Sigma M_{j22} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\lambda\cos 2(\varphi - 95°);$$

$$\Sigma M_{j13} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\cos(\varphi - 130°);$$

$$\Sigma M_{j23} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\lambda\cos 2(\varphi - 175°),$$

где M — величина ВПДМ для одного цилиндра; R — радиус кривошипа; ω — угловая скорость вращения; a — расстояние между осями соседних (по ряду) цилиндров в блоке; λ — безразмерный кинематический параметр КШМ; φ — текущий угол поворота кривошипа, отсчитываемый от положения верхней мёртвой точки первого цилиндра.

Для варианта, соответствующего порядку работы 1-7-6-2-8-4-3-9-5 (здесь фазовый сдвиг 40°):

$$\Sigma M_{j11} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\cos(\varphi + 30°);$$

$$\Sigma M_{j21} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\lambda\cos 2(\varphi - 15°);$$

$$\Sigma M_{j12} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\cos(\varphi - 10°);$$

$$\Sigma M_{j22} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\lambda\cos 2(\varphi - 55°);$$

$$\Sigma M_{j13} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\cos(\varphi - 50°);$$

$$\Sigma M_{j23} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\lambda\cos 2(\varphi - 95°).$$

Для выполнения векторного суммирования аналитическим способом сначала находили дискретные значения проекций моментов в отдельных отсеках, а затем и суммарные на вертикальную (Y) $\Sigma M_Y\varphi_{j1}$, $\Sigma M_Y\varphi_{j2}$, $\Sigma M_Y\varphi_{j\Sigma}$ и горизонтальную (X) $\Sigma M_X\varphi_{j1}$, $\Sigma M_X\varphi_{j2}$, $\Sigma M_X\varphi_{j\Sigma}$ оси для различных углов поворота коленчатого вала φ за период (360° для моментов первого порядка и суммарного, 180° для второго порядка).

Авторы разработали программу анализа позволяющую оценивать величины максимальных за период действия импульсов от моментов первого L_{Mj1}, второго L_{Mj2} порядков, суммарного момента $L_{Mj\Sigma}$, а также для наглядности представлять действие неуравновешенных моментов их годографами. Анализ выполнили в безразмерном виде: приняли $MR\omega^2 a = 1$. Значение коэффициента λ задавали равным 0,25, типичным для современных ДВС.

Найдено, что во всех исследованных вариантах существуют неуравновешенные моменты как от сил инерции первого, так и второго порядков, полное уравновешивание которых возможно с помощью балансирных валов, но нецелесообразно (по соображениям усложнения конструкции). Тем более что, как показано ниже, существует простой и эффективный способ частичного уравновешивания моментов сил инерции первого порядка, не связанный с применением балансирного вала, а только за счёт установки специально подобранных противовесов на коленчатом вале, создающих уравновешивающий центробежный момент [5]. Параметры уравновешивающего центробежного момента (модуль и угол действия момента), обеспечивающего максимальное уменьшение возмущения от действия момента сил инерции первого порядка ВПДМ, в выполненном анализе находили для каждого исследованного варианта двигателя типа W9 программным способом. За счёт этого можно существенно улучшить уравновешенность двигателя типа W9. Именно с учётом такого частичного уравновешивания и оценивали итоговые значения уравновешенности каждого варианта.

Итак, общим "интегральным" параметром оценки возмущений двигателей типа W9 от действия результирующего неуравновешенного, а также частично уравновешенного момента $\Sigma M_{j\Sigma}$ сил инерции ВПДМ в выполненном анализе являлась величина безразмерного максимального за период импульса $L_{б.р.Mj\Sigma}$ (рад). Эти значения для разных углов развала γ и вариантов порядка работы приведены в таблице.

Заметим, что выбор варианта чередования рабочих ходов для разных углов развала цилиндров, как показано выше, обусловлен обеспечением достаточной прочности шатунных шеек за счёт уменьшения угла смещения δ. Как видно из приведённых данных, способ частичного уравновешивания инерционных моментов ВПДМ с помощью специальных противовесов коленчатого вала, создающих уравновешивающий центробежный момент, весьма эффективен: импульс возмущения для разных вариантов может быть уменьшен примерно в 2,5...5 раз. А если иметь в виду, что энергия возмущения пропорциональна квадрату величины импульса, то уравновешенность в этих случаях улучшается в 6...25 раз. В целом вариант схемы КШМ, при порядке рабочих ходов 1-4-7-2-5-8-3-6-9 (вари-

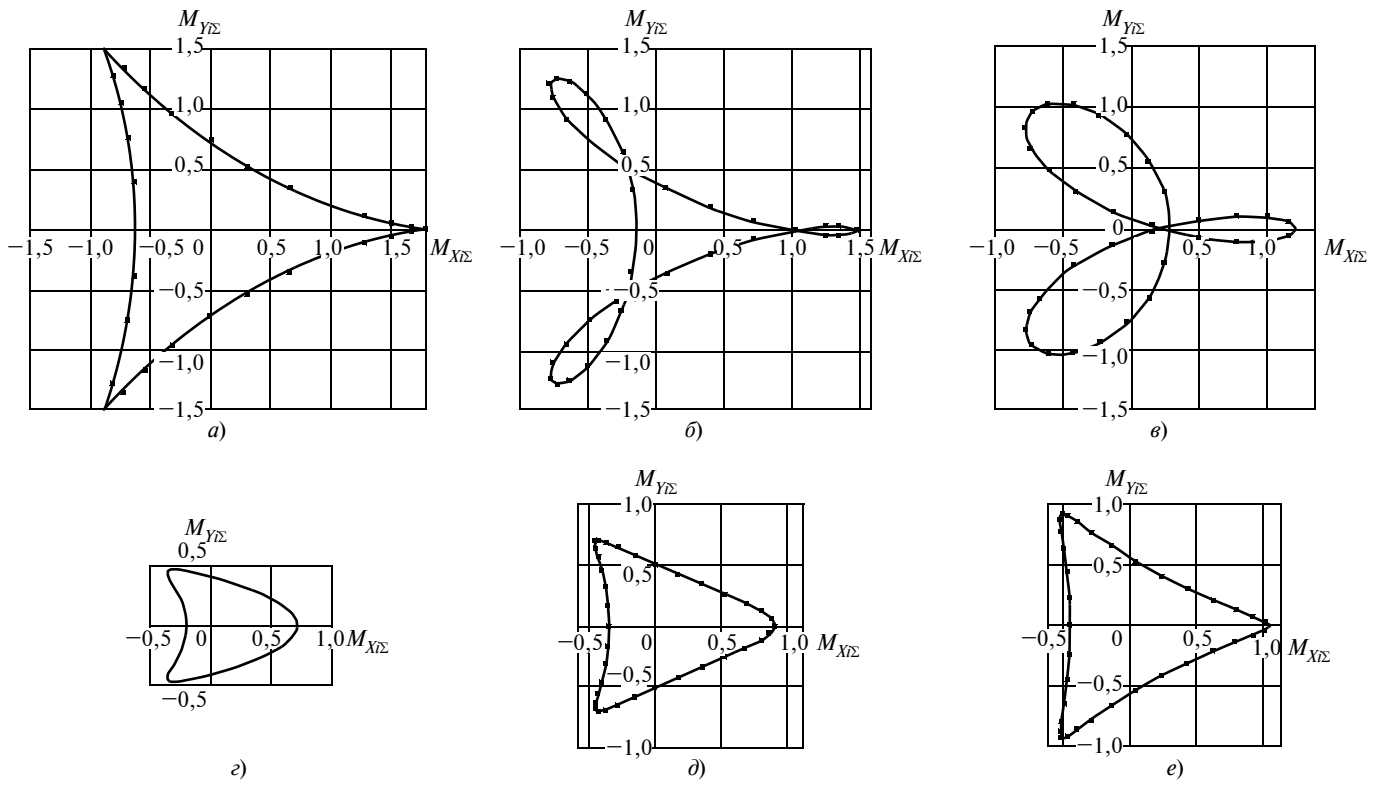


Рис. 2. Годографы результирующего безразмерного момента от сил инерции ВПДМ $\Sigma M_{j\Sigma}$ для различных вариантов двигателя типа W9, отличающихся вариантами чередования рабочих ходов и углами развала блока цилиндров γ:

а) вар. 2, $\gamma = 40°$; *б*) вар. 2, $\gamma = 50°$; *в*) вар. 2, $\gamma = 60°$; *г*) вар. 1, $\gamma = 60°$; *д*) вар. 1, $\gamma = 70°$; *е*) вар. 1, $\gamma = 80°$

ант 1), позволяет получить лучшую уравновешенность, чем при варианте 2, что видно особенно отчётливо при сравнении двух одинаковых по углу развала $\gamma = 60°$ конструкций двигателя W9 (табл. 1). Лучшую уравновешенность среди исследованных вариантов имеет конструкция двигателя с углом развала $\gamma = 60°$.

Об общей уравновешенности рассматриваемого двигателя можно судить при сравнении его с "подобным рядным прототипом" L3, у которого аналогичный параметр возмущения — безразмерный импульс результирующего момента при отсутствии балансирного вала и частичного уравновешивания $L_{б.р.Mj\Sigma}$ (рад) = 3,45. При оптимальном частичном уравновешивании (с помощью только противовесов на коленчатом вале, без использования балансирного вала) — такой способ в настоящее время применяют на признанном лучшим в 2012 г. двигателе L3 "Форд ЭкоБуст" [6] — $L_{б.р.Mj\Sigma}$ (рад) = 2,45. Если учесть, что энергия вынужденных колебаний подрессоренной части силового агрегата от действия внутренних возмущений обратно пропорциональна его массе, а двигатель типа W9 примерно 2...3 раза тяжелее подобного трехцилиндрового, то из данных, приведённых в табл. 1, следует, что все рассмотренные варианты исследуемого двигателя достаточно хорошо уравновешены и без применения балансирных валов.

На рис. 2 показаны годографы безразмерных результирующих моментов от сил инерции ВПДМ $\Sigma M_{j\Sigma}$ после частичного уравновешивания для исследованных вариантов двигателя типа W9. Видно, что в каждом варианте за период действия (360° поворота коленчатого вала) момент меняет как величину, так и плоскость действия, которая в этих случаях всегда параллельна оси коленчатого вала. Годографы позволяют оценить и сравнительные амплитудные значения вектора момента за период: наименьшие у варианта двигателя с порядком работы 1-4-7-2-5-8-3-6-9 и углом развала блоков цилиндров $\gamma = 60°$ (см. рис. 2, *г*), что соответствует данным оценок общей уравновешенности, приведённым в таблице. Заметим, что направление оси $\Sigma M_{Yj\Sigma}$ на графиках годографов (рис. 2) для большей наглядности соответствует действию инерционного момента в вертикальной плоскости.

Таким образом, для двигателя типа W9 с трехколенным валом, обеспечивающим высокие массога-

Безразмерные импульсы возмущения $L_{б.р.Mj\Sigma}$ (рад)	Порядок работы цилиндров и угол развала блоков двигателя W9					
	1-4-7-2-5-8-3-6-9 (вариант1)			1-7-6-2-8-4-3-9-5 (вариант 2)		
	60°	70°	80°	40°	50°	60°
Без уравновешивания	7,19	7,51	7,68	8,10	7,76	7,35
После частичного уравновешивания	1,38	1,86	2,22	3,44	2,70	2,01

баритные параметры конструкции двигателя в целом, предложены новые схемы КШМ, с равномерным чередованием рабочих ходов при разных углах развала цилиндров, так что угол смещения соседних шатунных шеек при этом не превышает 20°. Показано, что при углах развала 40 и 80° для равномерного чередования смещения шатунных шеек не требуется. Выполнен количественный анализ уравновешенности различных вариантов, который показал, достаточную уравновешенность двигателя типа W9 с разными углами развала и без применения балансирного вала при условии специального уравновешивания момента сил инерции от ВПДМ только противовесами коленчатого вала. Лучшим по уравновешенности является вариант с углом развала блока цилиндров $\gamma = 60°$ и схемой кривошипно-шатунного механизма, обеспечивающей равномерное чередование рабочих ходов 1-4-7-2-5-8-3-6-9.

Литература

1. Thomas Johansson. W-9 Engine Design // ATOM racing. — 2006. [Электронный ресурс]. URL: http://www.atomracing.se/6M.html (дата обращения: 04.12.2015).
2. Патент на изобретение. Двигатель внутреннего сгорания с кривошипно-шатунным механизмом типа W9. Заявка № 2014107797/06(012348). Опубликовано 10.09.2015 г. Бюллетень изобретений № 25 РФ. Авторы Гусаров В.В., Газиалиев С.В., Автаев Ф.В. RU.
3. Гусаров В.В., Ашишин А.А. Новый способ оценки внутренних возмущений поршневых автомобильных ДВС // Машиностроение и инженерное образование. 2009. № 1 (18). С. 15—21.
4. Луканин В.Н. и др. Двигатели внутреннего сгорания / под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. — М. Высш. шк., 2005. — 400 с.
5. Гусаров В.В., Газиалиев С.В. Уравновешивание поршневых двигателей при помощи нащечных противовесов. // "Известия МГИУ" Естественные и технические науки. 2012. № 1 (24). С. 7—12.
6. За рулем. РФ. 2012. № 5. [Электронный ресурс]. URL: http://www.zr.ru/content/articles/434813-dvigatel_ecoboost_litr_na_troih/ (дата обращения: 29.11.2015).

УДК 629.114.006

АККУМУЛЯТОРНЫЕ БАТАРЕИ АВТОМОБИЛЕЙ С ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

Кандидаты техн. наук **Д.А. ЗАГАРИН**, **В.И. САЛЬНИКОВ**, **А.В. ШАБАНОВ**
Центр испытаний НАМИ (495.994-99-15)

В статье рассмотрены различные типы аккумуляторных батарей, применяемые на автомобилях с электроприводом, а также направления их совершенствования. Предложена методика расчета общей энергоёмкости аккумуляторной батареи.

Ключевые слова: *аккумуляторная батарея, автомобили с электроприводом, методика расчёта.*

Zagarin D.A., Salnikov V.I., Shabanov A.V.
ELECTRIC CAR BATTERIES

The article deals with different types of batteries used in vehicles with electric drive, as well as directions of their improvement. The method of calculating the total power consumption of the battery.

Keywords: *battery, vehicles with electric drive, the method of calculation.*

По прогнозам специалистов в ближайшие годы рынок автомобилей с электроприводом составит значительную долю от общего автомобильного рынка. В настоящее время благодаря новым разработкам производство таких АТС стремительно развивается: в Европе число электромобилей и гибридов к 2020 г. составит более 23 млн ед. [1]. В опубликованных ранее статьях [2, 3] мы рассмотрели энергоэффективность применения электропривода, основные известные схемы и принципы работы автомобилей с электроприводом на основе испытания гибридных автомобилей и электромобилей различных фирм на дорогах и стендах Центра испытаний "НАМИ". В данной статье рассмотрим один из основных силовых элементов автомобилей с электроприводом — аккумуляторные батареи.

Производители автомобилей в силовых установках используют следующие типы аккумуляторных батарей: литий-ионные (*Li-ion*), литий-полимерные (*Li-Polymer*) литий-никель-кобальтывые (*Li-nikel-cobalt*), литий-фосфат-железо ($LiFeYPO_4$), никель-металлогидридные (*Ni-MH*) и др.

Накопитель электроэнергии для силовой установки автомобиля должен удовлетворять ряду требований: по ёмкости, стоимости, габаритным размерам, массе, времени заряда, рабочему диапазону температур, сроку службы и др. Наиболее полно эти требования из перечисленных типов аккумуляторных батарей выполняют литий-ионные батареи.

Основное преимущество литий-ионных аккумуляторных батарей — высокое значение (удельной) запасаемой энергии и быстрая зарядка за счёт увеличения зарядной мощности. Японской кампанией "Тошиба" создана литий-ионная аккумуляторная батарея, которая заряжается со скоростью 2—3 % от общей ёмкости батареи в минуту. Дальность пробега автомобиля с такими аккумуляторными батареями на одной зарядке составляет 200—250 км, и достигается это при небольших размерах батарей [4]. Плотность энергии литий-ионных батарей обычно вдвое превышает плотность стандартных никель-металл-гидридных, а в перспективе, за счёт применения новых активных материалов, предполагается достичь трёхкратного превосходства. Благодаря этому аккумуляторные батареи на основе лития нашли применение на электромобилях. Преимуществом литий-ионных батарей является также высокое напряжение элемента, небольшой саморазряд и высокий ресурс (число циклов перезарядки).

На рис. 1 показаны элементы и модули литий-ионной аккумуляторной батареи электромобиля "Мицубиси i MiEV" [5, 6]. Аккумуляторная батарея состоит из 88 элементов в 12 модулях. Напряжение на блоке аккумуляторных батарей в заряженном состоянии 365В и 315В в разряженном. На рис. 2 приведён внешний вид аккумуляторной батареи электромобиля "Мицубиси i MiEV". Аккумуляторная батарея здесь устанавливается в центре автомобиля под днищем кузова для обеспечения развесовки по осям 50×50.

Аккумуляторная литий-ионная батарея плохо функционирует при низких и высоких температурах. Так, по данным исследований, повышенная температура, больше 60 °С, значительно снижает энергоёмкость батареи и срок её службы [5]. Поэтому на данном автомобиле предусмотрена система термостатирования, позволяющая поддерживать температуру батарей в интервале 15...35 град. Электронная бортовая система от-

Рис. 1. Элементы и модули литий-ионной аккумуляторной батареи

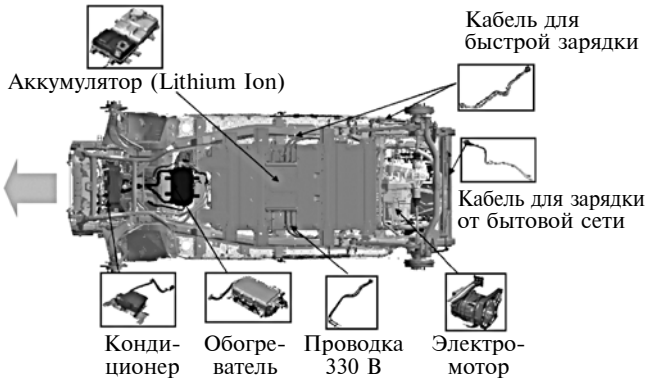


Рис. 2. Литий-ионная аккумуляторная батарея автомобиля "Мицубиси i MiEV"

слеживает уровень зарядки батарей и предупреждает водителя о необходимости подзарядить аккумуляторную батарею.

Снижение энергоёмкости аккумуляторных батарей проявляется также при её эксплуатации с большой нагрузкой: снижается КПД и сокращается запас хода электромобиля (например, при интенсивном городском режиме движения). К недостаткам литиевых аккумуляторных батарей также относится опасность взрыва при повреждении, полном заряде или разряде. Для обеспечения безопасности в литий-ионных аккумуляторных батареях используют не чистый литий, способный спровоцировать перегрев и вызвать возгорание, а его соединения. Производители батареи осуществляют контроль их на перезаряд, короткое замыкание и механические повреждения. Наконец, основным недостатком литий-ионных батарей является их высокая стоимость.

На рис. 3 показана работа аккумуляторной батареи в режиме разряд-заряд. По шкале абсцисс отложено время работы батареи, а по оси ординат — уровень зарядки (*SOC*). Для обеспечения высокого ресурса и нормальной работы аккумуляторной батареи требуется не допускать полной разрядки батареи: остаток энергии должен быть ~20 % во избежание деградации катода батареи. После полной разрядки литий-ионные аккумуляторные батареи проходят в негодность, чего, кстати, не происходит с никель-металл-гидридными батареями, после полной разрядки они полностью восстанавливаются [4, 5]. Однако и заряд литий-ионных батарей следует ограничивать уровнем ~90 %, так как в полностью заряженной батарее деградирует электролит.

В работе специалистов Государственного университета Пенсильвании [6] рассматривался вопрос выбора верхнего и нижнего пределов зарядки аккумуляторной батареи силовой установки гибридного автомобиля "Шевроле Малибу". Авторами предлагается ограничить нижней уровень границы заряда в 30...45 % [6]. Следует отметить, что подобные подходы рассматриваются и в других работах. Однако если ставить цель оптимизации показателей массы и габаритных размеров аккумуляторных батарей, то нижний предел заряда аккумуляторной батареи силовой установки необходимо выбирать, учитывая удельные энергетические показатели массы аккумуляторной батареи. Блок автоматики установки включит зарядку аккумуляторной батареи, если *SOC* достигнет нижней допустимой границы и выключит — при достижении верхнего предела (85...90 %). Контролировать ситуацию водителю позволяет подача сигнала электронной системой на монитор.

В таблице приведены типы и основные параметры аккумуляторных батарей, устанавливаемые на электромобили, подзаряжаемые и обычные гибриды. Рассмотрим их технические характеристики. На автомобиле "Шевроле Вольт" установлена литий-ионная батарея энергоёмкостью 16 кВт·ч, или 57,6 МДж, что соответствует 1,5 литрам высокооктанового бензина. Масса литий-ионных батарей составляет 198 кг. На последних моделях "Шевроле Вольт" 2015 г. устанавливается аккумуляторная батарея ещё большей ёмкости 18,4 кВт · ч [4, 7]. Срок службы аккумуляторных батарей, применяемых в настоящее время, составляет 5—7 лет [5].

Если на электромобилях, где источником энергии является литий-ионная батарея, то на гибридах почти всех типов (*Mild Hybrid, Direct Hybrid, Full Hybrid*) используют никель-металл-гидридные аккумуляторные батареи. Следует отметить, что энергоёмкость, масса блока аккумуляторов и соответственно стоимость ак-

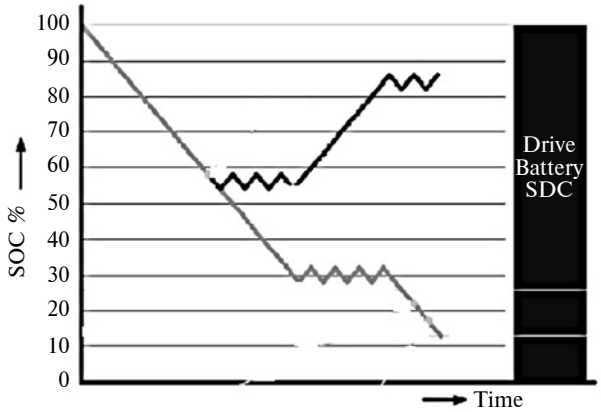


Рис. 3. Работа литий-ионного аккумулятора подзаряжаемого гибрида "Мицубиси Аутлендер PHEV"

кумуляторной батареи на гибридных автомобилях *plug-in* по сравнению с электромобилями может быть снижена до 6 раз. Ёмкость никель-металл-гидридной аккумуляторной батареи, применяемой на подзаряжаемом гибриде "Тойота Приус Плаг-ин", составляет 4,4 кВт · ч. Автомобиль способен проехать на одном электроприводе (режим *EV*) до 25 км со скоростью до 100 км/час. Совокупный пробег "Приуса" составляет 1237 км на одном баке и одной зарядке батареи. Заряд аккумуляторов осуществляется в течение 1,5 часов от обычной розетки напряжением 220 В [5, 8]. Средний расход топлива в смешанном цикле (режим *HV*) — не превышает 2,1 л/100 км, а выбросы CO_2 составляют 49 г/км. В случае же, если автомобиль едет только за счет ДВС, расход топлива в среднем составляет 3,7 л/100 км и выбросы CO_2 — 85 г/км [8].

На гибридном автомобиле "Лексус RX400h" установлена герметичная никель-металл-гидридная высоковольтная аккумуляторная батарея. Батарея имеет ресурс, сопоставимый с ресурсом силового агрегата. Она содержит 40 блоков, состоящих из 240 элементов напряжением 1,2 В, и обеспечивает напряжение 288 В при мощности 45 кВт. Блоки аккумуляторной батареи последовательно соединены шиной. Блок модулей разделён служебной перемычкой, предназначенной для разрыва цепи перед проведением работ на участке высоковольтной цепи. В нижнем поддоне корпуса высоковольтной батареи расположены контроллер, главные реле системы, датчик тока цепи высоковольтной батареи и преобразователь постоянного напряжения. Батарея установлена в багажном отделении за задним сиденьем. Такая компоновка обеспечивает компактность системы накопления энергии [8].

Одним из электромобилей, который проходил испытания, был российский "Эль-Лада". Основными показателями автомобилей для данного типа служат запас хода при заряженных аккумуляторных батареях и расход электроэнергии на километр пробега. Как показали испытания, полная зарядка батарей "Эль-Лады" обеспечивает пробег 162 км по смешанному ездовому циклу при испытании на стенде с беговыми барабанами. Расход энергии составляет 160 Вт · ч/км [3]. На данном электромобиле используется батарея "литий—фосфат—железо". Такие батареи обладают высокой плотностью энергии, являются одними из наименее теплонапряженных и наиболее безопасных батарей. Энергоёмкость блока аккумуляторов "литий—фосфат—железо" составляет 23 кВт · ч. При этом ёмкость одного элемента — 90 А · ч, а батарея состоит из 79 аккумуляторов напряжением 3,2 В и весом 3,2 кг. Общая масса аккумуляторной батареи — 270 кг. Номинальное напряжение батареи — 252,8 В. Максимальный ток разряда аккумуляторной батареи в режиме движения автомобиля 270 А, что позволяет электромобилю развивать пиковую мощность 86,4 кВт. Максимальный ток заряда батареи от зарядных источников питания автомобиля — 70 А. Её удельные емкостные характеристики не уступают литий-ионным батареям.

На рис. 4 приведены удельные по энергоёмкости характеристики аккумуляторных батарей автомобилей с электроприводом различных моделей. Цифровое обозначение батарей соответствует нумерации, указанной в таблице. Плотность энергии (qEm) литий-ионных батарей составляет 0,08—0,157 кВт · ч/кг. Плотность литий-металл-гидридных батарей применяемых на гибридных "Пежо 3008" и "Тойота Приус Плаг-ин" значительно ниже — 0,025 и 0,055 кВт · ч/кг соответственно [8]. Масса никель-металгидридных батарей для этих же автомобилей составляет всего 48 кг ("Пежо") и 80 кг ("Тойота"). Это объясняется тем, что на гибрид-

Таблица

№	Автомобили	Масса автомобиля полная/ батареи, кг	Емкость батареи $E_{ак.б}$, кВт · ч	Запас хода на одной зарядке, км	Удельная энергия*** qE_L, кВт · ч/км	Удельная энергия*** qE_m, кВт · ч/кг
1	"Шевроле Вольт Е"	2080/198	16/18,4** (Li-Ion)	80	0,23	0,08
2	"Мицубиси i MiEV"	1450/*	16 (Li-Ion)	130	0,123	0,11
3	"Эль-Лада"	1610/270	23 ($LiFeYPO_4$)	150	0,153	0,08
4	"Нисан Леаф Е"	1965/250	24/30** (Li-Ion)	175/250	0,137/0,12	0,096/0,155
5	"Тесла Модель S"	*/*	60/85** (Li-Ion)	390/435	0,154/0,195	0,233
6	"Фольксваген GTE PHEV"	2020/*	8,7 (Li-Ion)	50	0,174	—
7	"Фольксваген E-Up"	1500/*	18,7 (Li-Ion)	160	0,117	—
8	"Рено Флюэнс"	2025/*	22 (Li-Ion)	185	0,119	0,157
9	"Тойота Приус Плаг-ин"	*/80	4,4 (Ni-MH)	24	0,183	0,055
10	"Пежо 3008" гибрид	*/48	1,2 (Ni-MH)	—	—	0,025
11	"Фольксваген Гольф"	1960/*	24,2 (Li-Ion)	190	0,127	—
12	"Вольво С30 "	1995/*	23 (Li-Ion)	150	0,153	—

* — данные в литературных источниках отсутствуют.
** — установка с 2015 г. более мощной батареи
*** — заявляемые производителями параметры аккумуляторных батарей и автомобилей [5].
По данным испытаний запас хода на одной зарядке, указанный производителями в каталогах, является завышенным

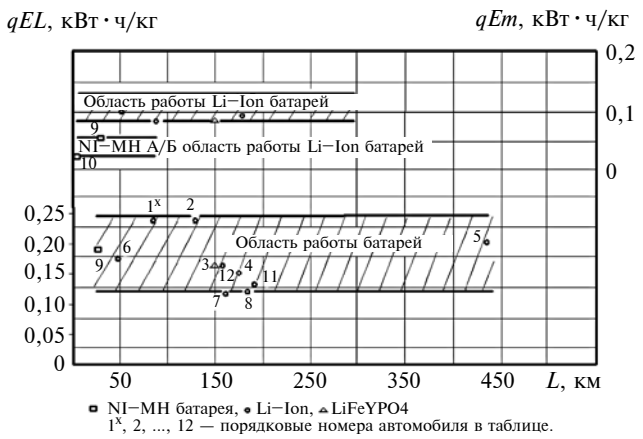


Рис. 4. Рабочие характеристики аккумуляторных батарей автомобилей с электроприводом

ном автомобиле с оптимизированным алгоритмом управления и правильным подбором силовых агрегатов достаточно небольшой батареи. При этом можно обеспечить максимальную эффективность её работы, что очень важно для снижения стоимости гибридного автомобиля в целом.

Наибольшей удельной энергией обладает литий-ионная батарея фирмы "Панасоник". За счёт использования специальных катодов и увеличения площади поверхностей электродов фирма предлагает на рынке в настоящее время аккумуляторы с высокой удельной зарядной энергией. В отличие от других производителей "Панасоник" использует электрохимию анода/катода *G/NCA*. Компания "Тесла" на автомобиле "Модель S" снаряжённой массой 2100 кг объединила множество аккумуляторов "Панасоник" в плоские сборки и разместила под днищем автомобиля. При весе элемента батареи всего 0,048 кг и объёме 0,018 л её удельная энергия достигает 0,233 кВт · ч/кг. Ёмкость аккумулятора, установленного на автомобиле, составляет 60 кВт · ч. На последних моделях (2015 г.) устанавливается аккумуляторная батарея ещё большей ёмкости — 85 кВт · ч, что позволяет увеличить дальность пробега автомобиля до 435 км и практически сопоставимо с запасом хода бензиновых автомобилей [7, 8].

Энергоёмкость аккумуляторов при заданном напряжении батареи (U) и токе (A) разряда за время (t) оценивается, как известно, в А · ч. Энергоёмкость накопителя энергии аккумуляторной батареи также оценивается в кВт · ч и рассчитывается по формуле: $E_{ак.б.} = A \cdot U \cdot t = N \cdot t$, где N — мощность аккумуляторной батареи.

Для расчёта общей энергоёмкости аккумуляторных батарей необходимо знать энергию движения ($E_{дв}$) автомобиля на этапах ускоренного, замедленного и равномерного движения. Энергия определяется тяговой мощностью движения ($N_{тяг.д}$) на отдельных режимах и временем движения (τ) в секундах. Мощностной режим ДВС в значительной степени определяется скоростным режимом движения автомобиля. При этом необходимо учитывать рекуперацию энергии при служебном и экстерном торможении. Для гибридных автомобилей также необходимо знать зарядную энергию и мощность от ДВС ($E_{з.двс} = N_{з.двс} \cdot \tau$), которая рассчитывается как разница между максимальной мощностью ДВС ($N_{мах}$) и тяговой мощностью на режиме движения автомобиля ($N_{тяг.д}$). При этом энергию топлива необходимо пересчитывать через её теплотворную способность в кДж/кг, а электрическую энергию $E_{эл}$ (кВт · ч/100 км) перевести в кДж/100 км, используя известные из физики соотношения.

Зарядная мощность от ДВС на отдельных этапах движения автомобиля такова: $N_{з.двс} = N_{мах} - N_{тяг.д}$, где $N_{мак}$ — максимальное значение мощности на данном скоростном режиме, $N_{тяг.д}$ — тяговая мощность автомобиля. Расчёт общей энергии движения автомобиля определяется суммированием энергий движении автомобиля на отдельных этапах движения. Зарядно-разрядная энергия аккумуляторов определяется также суммированием энергий заряда батареи и разряда её на электродвигатель. При расчёте учитывают 20%-ный остаток энергии на батарее и неполный 90%-ный заряд батареи.

Производители аккумуляторных батарей в настоящее время продолжают активно совершенствовать литиевые аккумуляторные батареи в направлении увеличения их энергоёмкости и тем самым повышения запаса хода электромобиля. Уже создана новая литий-ионная батарея с плотностью энергии 0,26 кВт · ч/кг, имеющая массу 200 кг и ёмкость 52 кВт · ч [8]. Исследователи продолжают разработку также литиево-полимерных аккумуляторных батарей с сухим твёрдым электролитом.

Одним из перспективных типов аккумуляторных батарей, над которыми в настоящее время работают ученые, является воздушно-литиевая батарея, на которой планируется достигнуть плотность энергии 1500—2500 Вт · ч на килограмм массы. На такой 100-килограммовой батарее автомобиль может проехать 500 км без подзарядки, но технология их еще не проработана до окончательного производства. Ожидается, что новая батарея будет дешевле, чем используемые батареи в настоящее время на электромобилях [5, 9].

Литература

1. Азаров В.К., Кутенев В.Ф., Эйдинов А.А. Экологическая и экономическая целесообразность начала серийного производства электромобилей // Журнал автомобильных инженеров. 2011. № 2 (67).
2. Загарин Д.А., Шабанов А.В., Ломакин В.В., Красавин П.А., Шабанов А.А. Гибрид идет на обгон. Энергоэффективность и энергосбережение, № 9—10 / 2013 г.
3. Загарин Д.А., Шабанов А.В., Ломакин В.В., Шабанов А.А. Плюс электропривод. Энергоэффективность и энергосбережение, № 9—10/2013 г.
4. Norway shows the way with electric cars, but at what cost? Электромобили: "За" и "Против". www.reuters.com. Business&Financial News. 2013. Mar. 13.
5. Electric & Hybrid Vehicle Technology Intenational. 2010—2014.
6. Christopher J. Golecki, Christopher D. Monaco, Benjamin J. Sattler. Proceedings of the ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2014. August 17—20, 2014, Buffalo, New York, USA.
7. Рекламный проспект второго всероссийского форума по электротранспорту и зарядной инфраструктуре. Москва. 4.06. 2013 г.
8. Каталоги автомобилей 2012-2015г. Automobil revue.
9. С.В. Бахмутов, С.В. Гайсин, К.Е. Карпухин, А.С. Теренченко, Р.Х. Курмаев, Е.В. Зиновьев. Способ повышения энергоэффективности электромобильного транспорта. Журнал ААИ, № 4 (93) 2015 г.

УДК 621.43.068.4:551.588.2

АНАЛИЗ КОНЦЕНТРАЦИИ ОСТАТОЧНОГО КИСЛОРОДА В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ АВТОМОБИЛЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ РЕЛЬЕФА МЕСТНОСТИ

Канд. техн. наук **Б.У. АКУНОВ**
Кыргызский ГТУ имени И. Раззакова (996. 312-54-51-78)

Представлены результаты анализа концентрации и парциального давления остаточного кислорода в отработавших газах автомобиля в зависимости от рельефа местности.

Ключевые слова: *датчик кислорода, концентрация кислорода, парциальное давление кислорода, отработавшие газы автомобиля, напряжение датчика кислорода, рельеф местности, высота над уровнем моря.*

Akunov B.U.
ANALYSIS OF THE CONCENTRATION OF RESIDUAL OXYGEN IN THE EXHAUST GASES OF THE VEHICLE DEPENDING ON THE TERRAIN

The results of the analysis of the concentration and partial pressure of residual oxygen in the exhaust gases of the vehicle depending on the terrain.

Keywords: *oxygen sensor, oxygen concentration, oxygen partial pressure, the exhaust gases of the vehicle, the voltage of the oxygen sensor, terrain, elevation above sea level.*

Как известно, в процессе сгорания горючей смеси, состоящей из топлива и воздуха, в цилиндре бензинового двигателя происходит физико-химический процесс, в котором углеводороды топлива вступают в реакцию с кислородом воздуха, далее в результате образуются химические соединения, которые выбрасываются в окружающую среду. Состав отработавших газов автомобиля содержит как безвредные (азот, углекислый газ, водяной пар, кислород), так и опасные вещества (монооксид углерода, углеводороды, оксиды азота). Ключевые факторы при решении задачи снижения и полной нейтрализации вредных веществ основными — оптимизация процесса сгорания топливно-воздушной смеси в цилиндрах двигателя и повышение эффективности работы системы очистки и нейтрализации.

Для оптимального и полного сгорания топливно-воздушной смеси в цилиндрах двигателя необходимо определенное соотношение между объёмами впрыскиваемого топлива через форсунки и воздуха, поступающего через впускной коллектор. Электронный блок управления бензинового двигателя с инжекторной системой подачи топлива предназначен для поддержания этого соотношения в определённой пропорции, наиболее соответствующей режиму работы двигателя, в зависимости от температуры и нагрузок, а также влияния внешних условий на работу автомобиля. При этом экономические и экологические показатели автомобиля должны быть в пределах норм.

Если коэффициент избытка воздуха λ близок к единице, то состав топливно-воздушной смеси называется стехиометрическим (отношение количества воздуха к количеству топлива примерно 14,7:1) и такой состав считается оптимальным. При отклонении от оптимума происходит ухудшение топливной экономичности и изменение состава отработавших газов автомобиля. Электронный блок управления двигателя определяет состав топливно-воздушной смеси, т.е. производит так называемое "лямбда-регулирование" количества топлива, впрыскивамого через форсунки во впускной коллектор двигателя по значению напряжения датчика кислорода (лямбда-зонда), которое, в свою очередь, зависит от содержания остаточного кислорода в отработавших газах автомобиля. Датчик кислорода располагается в выпускном коллекторе двигателя. На современных автомобилях, применяется по два и более датчиков кислорода. Например, из двух один расположен до каталитического нейтрализатора, второй — после него.

Обычно используются датчики на основе диоксида циркония или диоксида титана с использованием иттрия, платины, палладия, сложных соединений на основе алюминия. Конструктивно датчик выполнен в виде металлического корпуса, в котором находится чувствительный элемент с платиновыми электродами. Один электрод находится в потоке отработавших газов, а второй — в окружающем воздухе (рис. 1).

Таким образом, основным показателем работы датчика кислорода является напряжение выходного сигнала, которое колеблется от 0,04...0,1 до 0,7...1,0 В несколько раз в секунду. При пониженном содержании остаточного кислорода в отработавших газах, вызванной работой двигателя на обогащенной топливно-воздушной смеси, датчик кислорода выдает сигнал высокого уровня напряжением 0,65...1 В. При повышенном содержании остаточного кислорода в отработавших

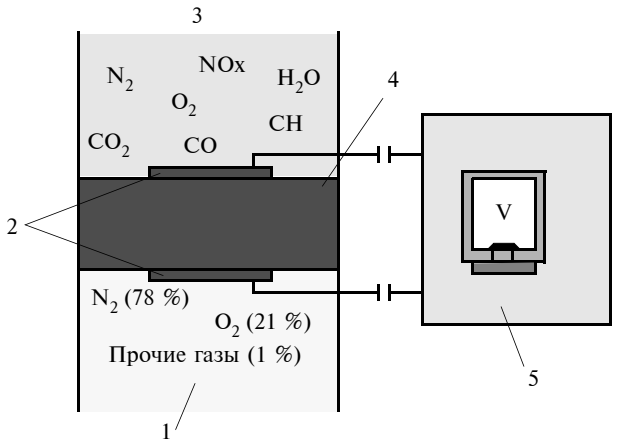


Рис. 1. Схема расположения основных элементов датчика кислорода:
1 — окружающий воздух; *2* — электроды; *3* — отработавшие газы; *4* — керамический элемент (элемент Нернста); *5* — электронный блок управления двигателя

Высота над уровнем моря, м	Атмосферное давление воздуха, мм рт. ст.	Парциальное давление кислорода, мм рт. ст.
0	760	160
1000	674	141
2000	596	125
3000	522	110
4000	462	98

газах (работа двигателя на обедненной топливно-воздушной смеси) датчик кислорода вырабатывает сигнал низкого уровня напряжением 0,04...0,05 В.

Целью данной работы является анализ концентрации остаточного кислорода в отработавших газах, определяемого датчиком кислорода из диоксида циркония при эксплуатации автомобиля на различной высоте над уровнем моря.

Следует подчеркнуть, что концентрацию остаточного кислорода в отработавших газах определяет первый датчик кислорода, т.е. датчик, установленный до каталитического нейтрализатора, а второй датчик кислорода, установленный после каталитического нейтрализатора, проверяет эффективность работы каталитического нейтрализатора путем измерения уровня кислорода в выхлопных газах, выходящих из нейтрализатора. Таким образом, именно первый датчик кислорода участвует в процессе "лямбда-регулирования", обеспечивая оптимальный состав топливно-воздушной смеси.

Зависимость выходного напряжения датчика кислорода от разницы содержания кислорода в отработавших газах и атмосфере в соответствии с законом Нернста, описывается следующей формулой:

$$E = \frac{RT}{4F}\ln\left(\frac{P_O}{P_X}\right),$$

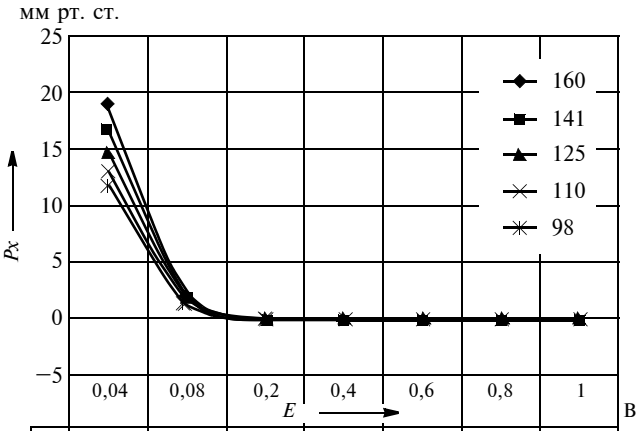
где E — выходное напряжение датчика кислорода; R = 8,314 Дж/(К · моль) — газовая постоянная; T — абсолютная температура; F = 96 485,309 Кл/моль — постоянная Фарадея; P_O — парциальное давление кислорода в атмосфере (мм рт. ст.); P_X — парциальное давление остаточного кислорода в отработавших газах (мм рт. ст.).

За рабочую температуру датчика кислорода (также температуру отработавших газов) можно принять абсолютную температуру T. Парциальное давление кислорода в атмосфере P_O зависит от рельефа местности. Как известно, с увеличением высоты над уровнем моря давление и плотность воздуха уменьшаются, также уменьшается и парциальное давление кислорода. Парциальное давление кислорода в отработавших газах P_X зависит от состава топливно-воздушной смеси, т.е. от обеспечения оптимального состава топливно-воздушной смеси при "лямбда-регулировании".

Для достижения поставленной цели исходим из того, что концентрация кислорода в отработавших газах автомобиля определяется величиной его парциального давления в газовой смеси. Далее, преобразуя формулу, находим парциальное давление остаточного кислорода в отработавших газах при эксплуатации автомобиля на различной высоте над уровнем моря: $P_X = P_O e^{-\frac{4FE}{RT}}$, где e — иррациональная константа (число Эйлера), равная приблизительно 2,72. Подставляя числовые данные постоянных F и R, окончательно получим формулу $P_X = P_O e^{-46\,511{,}6\frac{E}{T}}$. С её помощью можно определить парциальное давление остаточного кислорода в отработавших газах при эксплуатации автомобиля в зависимости от высоты над уровнем моря при известных значениях напряжения сигнала, вырабатываемого датчиком кислорода и температуры отработавших газов. Значения атмосферного давления воздуха и парциального давления кислорода в воздухе в зависимости от высоты над уровнем моря [2] приведены в таблице.

Результаты расчёта парциального давления остаточного кислорода в отработавших газах за один "размах" изменения напряжения сигнала датчика кислорода от 0,04 до 1 В в зависимости от высоты над уровнем моря при температуре отработавших газов T = 873,15 К (t = 600 °С) и при известных значениях парциального давления кислорода в окружающем воздухе показаны на графике (рис. 2).

Из графика видно, что с увеличением высоты над уровнем моря, парциальное давление остаточного кислорода в отработавших газов снижается (на высоте 4000 м уменьшение парциального давления остаточного кислорода в отработавших газах составляет до 39 %). Это связано с тем, что с увеличением высоты над уровнем моря парциальное давление кислорода в составе воздуха падает. Также из графика видно, что при увеличении напряжения, вырабатываемого датчиком кислорода от минимального значения до 1 В пар-



160	19,1237	2,28571	0,0039	9,5E −08	2,3E −12	5,7E −17	1,4E −21
141	16,8527	2,01428	0,00344	8,4E −08	2E −12	5E −17	1,2E −21
125	14,9404	1,78571	0,00305	7,4E −08	1,8E −12	4,4E −17	1,1E −21
110	13,1475	1,57143	0,00268	6,5E −08	1,6E −12	3,9E −17	9,5E −22
98	11,7132	1,4	0,00239	5,8E −08	1,4E −12	3,5E −17	8,5E −22

Рис. 2. График зависимости парциального давления остаточного кислорода в отработавших газах автомобиля от напряжения сигнала датчика кислорода и парциального давления кислорода в воздухе на различной высоте при температуре отработавших газов T = 873,15 K (t = 600 °C)

циальное давление остаточного кислорода стремится к нулю, т.е. уменьшается до нуля.

Обычно концентрацию остаточного кислорода в отработавших газах определяют в процентах. Например, на практике для определения состава отработавших газов используют четырёх- или пятикомпонентные газоанализаторы, где концентрацию остаточного кислорода определяют в процентах. В нашем случае, для этого надо знать величину общего давления отработавших газов автомобиля в выпускном коллекторе. Но определение величины давления отработавших газов представляет определенные сложности, так как давление отработавших газов зависит от режимов работы двигателя, например, работа двигателя на малых, средних и больших оборотах. Поэтому, учитывая то, что чем больше величина парциального давления, тем больше концентрация кислорода в отработавших газах, и наоборот, в данной работе расчётным путём определены значения парциальных давлений остаточного кислорода в отработавших газах автомобиля в зависимости от значений парциальных давлений кислорода воздуха на различной высоте, температуры отработавших газов и напряжения сигнала датчика кислорода.

Казалось бы, с повышением высоты над уровнем моря при эксплуатации автомобиля в горных и высокогорных условиях массовая доля воздуха, участвующего в процессах образования топливно-воздушной смеси и сгорания горючей смеси уменьшается, так как происходит уменьшение давления и плотности воздуха и тем самым — уменьшение парциального давления кислорода в составе воздуха. В этом случае должно быть обогащение топливно-воздушной смеси, т.е. $\lambda < 1$ (например, как у автомобилей с карбюраторными двигателями). Но в данном случае, датчик кислорода выполняет работу "поправки" на высоту над уровнем моря, т.е. определяет концентрацию остаточного кислорода в отработавших газах автомобиля и сравнивает с концентрацией кислорода в воздухе при увеличении высоты над уровнем моря. И электронный блок управления двигателя на основании полученного сигнала от датчика кислорода корректирует топливно-воздушный состав, приводя его к оптимальным, уменьшая подачи топлива через форсунки и обеспечивая топливно-воздушную смесь соотношением близким к 14:1, т.е. $\lambda \approx 1$. Исходя из этого можно сделать вывод, что при эксплуатации автомобиля в горной и высокогорной местностях происходит снижение расхода топлива и вредных веществ (в частности CO и CH) в отработавших газах по сравнению с эксплуатацией автомобиля на равнинной местности (исключением может быть движение автомобиля на подъём).

Литература

1. Bosch. Автомобильный справочник: Пер. с анг. — 2-е изд. перераб. доп. — М.: ЗАО КЖИ "За рулём", 2004. — 992 с.
2. Химический состав воздуха и его гигиеническое значение. http://www.medical-enc.ru/gigiena-o/himicheskii-sostav-vozduha.shtml.

УДК 622.684

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ С УЧЁТОМ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ШИН

А.Г. КУЛЬПИН, канд. техн. наук **Д.В. СТЕНИН, Е.Е. КУЛТАЕВ**
Кузбасский ГТУ имени Т.Ф. Горбачёва (3842. 58-33-80)

Рассмотрено влияние условий эксплуатации на тепловое состояние шин карьерного автосамосвала. Разработана математическая модель регрессии температуры шин от эксплуатационных показателей.

Ключевые слова: *датчики, карьерный автосамосвал, тепловое состояние шин, коэффициент использования грузоподъёмности, математическая модель регрессии.*

Kul'pin A.G., Stenin D.V., Kultaev E.E.

EVALUATION OF OPERATION OF CAREER TRUCKS WITH CONSIDERING OF THE THERMAL CONDITION OF THE TIRES

The effect of operating conditions on the thermal condition of the tires for career dump. A mathematical model of the regression temperature of the tires on the performance indicators.

Keywords: *sensors, career dump, the thermal condition of the tires, capacity utilization factor, mathematical regression model.*

Преждевременный выход из строя крупногабаритных шин — одна из наиболее распространённых проблем, вызывающих излишние затраты на содержание карьерной автомобильной техники, используемой как основной технологический транспорт при добыче полезных ископаемых открытым способом.

Причинами пониженного ресурса шин служат: тепловые и усталостные разрушения, вызывающие отслоение протектора и боковин, а также расслоение корда; механические повреждения, вызванные проколами и порезами шин; заводской брак. Среди перечисленных причин управляемыми являются тепловые разрушения.

Непосредственно на ресурс крупногабаритных шин автосамосвала оказывают влияние следующие эксплуатационные показатели: продольный уклон дороги; температура окружающего воздуха; средняя эксплуатационная скорость движения автосамосвала и его загруженность (коэффициент использования грузоподъёмности). Данные факторы оказывают непосредственное влияние на тепловое состояние шины. При нагреве шин свыше 110 °С наблюдается ухудшение механических свойств материала шины, тем самым уменьшается прочность и износостойкость, снижается её надёжность.

В связи с этим возникла потребность определить влияние вышеперечисленных эксплуатационных показателей на температурное состояние шин, что позволит добиться более полного использования ресурса крупногабаритных шин, а также увеличить производительность и коэффициент технической готовности парка автосамосвалов. Для этого был выполнен комплекс экспериментальных исследований с помощью универсальной системы мониторинга, предназначенной для регистрации температуры во времени с последующей обработкой полученных данных.

Рис. 1. Внешний вид "Термохрон DS1921G iButton"

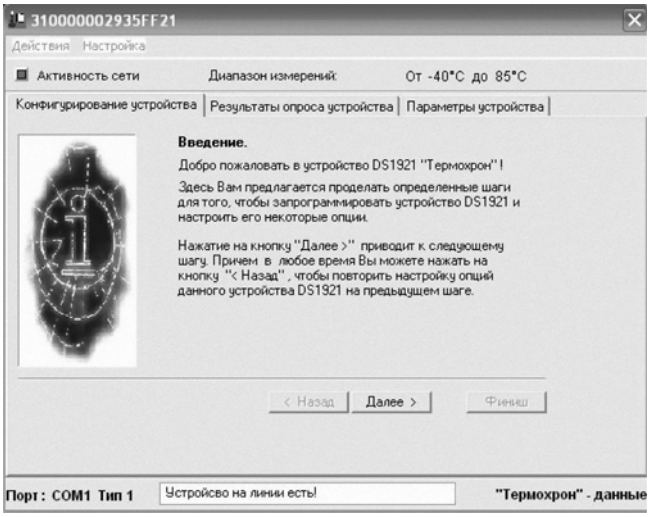


Рис. 2. Интерфейс программы iButton

Целью экспериментальных исследований являлось определение температурного режима шин карьерных автосамосвалов в различных условиях эксплуатации. Для исследования температурного режима шин был выбран карьерный автосамосвал БелАЗ-75131 грузоподъёмностью 130 т. Эксперименты проводились в условиях Кедровского угольного разреза (Кемерово).

Фиксирование данных о нагреве шин производилось с помощью специальных датчиков термохрон *DS1921G iButton* (рис. 1). Это мощная, самостоятельная система, выполняющая измерения температуры и сохраняющая результаты в защищённой области памяти. Регистрация температуры производится с установленной пользователем частотой в виде абсолютных значений и в форме гистограммы. Данные датчики были запрограммированы с помощью специальной программы *"iButton"*, интерфейс которой представлен на рис. 2. Измерения температуры проводились каждые две минуты с задержкой до начала измерений 15 часов (рис. 3). Сделано это для того, чтобы измерения температуры происходили после установки датчиков внутри шины и автосамосвал находился на маршруте. Затем была проведена контрольная проверка работоспособности датчиков перед их установкой (рис. 4).

Датчики устанавливались на заднее правое наружное колесо ("Белшина", модель Бел-102, Бел 1772, размер 33.00R51) и правое переднее колесо ("Мишлен", модель XDTA, размер 33.00R51). Для установки датчиков специально была выбрана правая сторона, так как именно она является наиболее нагруженной, при движении автосамосвала, из-за продольного профиля дороги.

После демонтажа и разборки колёс датчики были закреплены на центре беговой дорожки и на боковине шины. Расположение датчиков в колесе показано на рис. 5. Места крепления датчиков были тщательно очищены и обезжирены, крепились заплатами, вырезанными из автомобильной камеры, которые тоже были тщательно очищены и обезжирены. При креплении заплат был использован специальный клей, который

Рис. 3. Завершение настройки датчиков

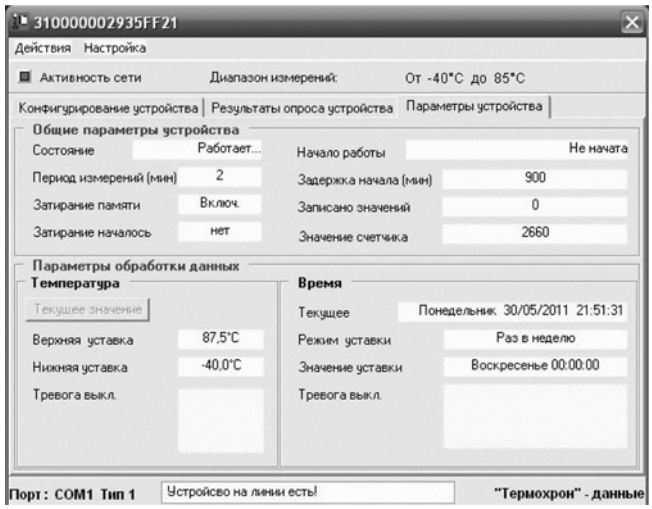


Рис. 4. Проверка работы датчиков

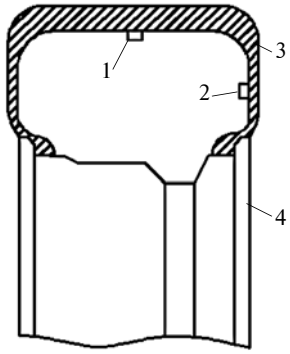


Рис. 5. Расположение датчиков в колесе:

1 — датчик, расположенный по центру беговой дорожки; *2* — датчик, расположенный на боковине шины; *3* — шина; *4* — обод колеса

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$\hat{y}_{x_1, x_2, \ldots, x_n} = a + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + \ldots + b_nx_n$	где a, b_1, b_2, b_3, b_4 — постоянные коэффициенты; $T_ш$ — температура шины, °С; $T_в$ — температура воздуха, °С; $\gamma_г$ — коэффициент использования грузоподъёмности; $V_{сэ}$ — среднеэксплуатационная скорость, км/ч; i — продольный уклон дороги, %
2	$T_ш = a + b_1T_в + b_2\gamma_г + b_3V_{сэ} + b_4i$, °С	
3	$r = \dfrac{\Sigma xy - \dfrac{\Sigma x \Sigma y}{n}}{\sqrt{\left[\Sigma x^2 - \dfrac{(\Sigma x)^2}{n}\right]\left[\Sigma y^2 - \dfrac{(\Sigma y)^2}{n}\right]}}$	n — число единиц совокупности
4	$F(a, b) = \sum\limits_{i=1}^{n} (y_i - (ax_i + b))^2$	—
5	$\begin{cases} \dfrac{\partial F(a, b)}{\partial a} = 0 \\ \dfrac{\partial F(a, b)}{\partial b} = 0 \end{cases}$	—
6	$\begin{cases} -2\sum\limits_{i=1}^{n} (y_i - (ax_i + b))x_i = 0 \\ -2\sum\limits_{i=1}^{n} (y_i - (ax_i + b)) = 0 \end{cases}$	—
7	$\begin{cases} a\sum\limits_{i=1}^{n} x_i^2 + b\sum\limits_{i=1}^{n} x_i = \sum\limits_{i=1}^{n} x_iy_i \\ a\sum\limits_{i=1}^{n} x_i + \sum\limits_{i=1}^{n} b = \sum\limits_{i=1}^{n} y_i \end{cases}$	—
8	$\begin{cases} a\sum\limits_{i=1}^{n} x_i^2 + b\sum\limits_{i=1}^{n} x_i = \sum\limits_{i=1}^{n} x_iy_i \\ a\sum\limits_{i=1}^{n} x_i + nb = \sum\limits_{i=1}^{n} y_i \end{cases}$	—
9	$\begin{cases} a = \dfrac{n\sum\limits_{i=1}^{n} x_iy_i - \sum\limits_{i=1}^{n} x_i \sum\limits_{i=1}^{n} y_i}{n\sum\limits_{i=1}^{n} x_i^2 - \left(\sum\limits_{i=1}^{n} x_i\right)^2} \\ b = \dfrac{\sum\limits_{i=1}^{n} y_i - a\sum\limits_{i=1}^{n} x_i}{n} \end{cases}$	—
10	$\sqrt{\dfrac{\Sigma(y - \hat{y})^2}{n - l}} : \bar{y} \cdot 100\ \% < 15\ \%$	y — фактическое значение результативного признака; $\hat{y}$ — значение результативного признака из уравнения регрессии; n — число замеров; l — число параметров в уравнении регрессии

применяется при ремонте шин и конвейерных лент. После установки датчиков колёса были собраны и установлены на самосвал.

После 15 дней работы автосамосвала колёса были разобраны, датчики изъяты, затем колёса были собраны и установлены обратно на автомобиль. Анализ полученных данных показал, что рассматривать зависимость температуры шины отдельно от каждого показателя нельзя, так как полученные зависимости практически не поддаются описанию. Поэтому для получения достоверной зависимости, способной отразить малейшее изменение любого из рассматриваемых показателей, необходимо создание многофакторной модели.

Линейное уравнение множественной зависимости имеет следующий общий вид, описываемый формулой 1 (табл. 1). Применительно к нашим исследуемым факторам линейное уравнение множественной зависимости имеет вид формулы 2.

Далее измеряется степень тесноты связи и проводится оценка её существенности. Для определения степени тесноты парной линейной зависимости служит линейный коэффициент корреляции r (формула 3). Он может принимать значения в пределах от −1 до +1. Чем ближе он по абсолютной величине к 1, тем теснее связь. Знак при нём указывает направление связи. Плюс соответствует прямой зависимости, минус — обратной.

Коэффициенты линейного уравнения регрессии определялись с помощью приложения *"Microsoft Excel"*. Далее в уравнении 2 необходимо подобрать коэффициенты a, b_1, b_2, b_3, b_4 таким образом, чтобы это оно наилучшим образом соответствовало экспериментальным данным.

Общепринятый способом определения неизвестных коэффициентов уравнения регрессии — метод наименьших квадратов. Суть его заключается в нахождении коэффициентов линейной зависимости, при которых функция двух переменных a и b принимает наименьшее значение. То есть, при данных a и b сумма квадратов отклонений экспериментальных данных от найденной прямой будет наименьшей (формула 4).

Вывод формул для нахождения коэффициентов осуществляется с помощью системы из двух уравнений с двумя неизвестными. Находим частные производные функции 2 по переменным a и b, и приравниваем эти производные к нулю (формулы 5...8). Решаем полученную систему уравнений любым методом (методом подстановки или методом Крамера) и находим формулы для нахождения коэффициентов a и b (формула 9). При данных a и b функция 2 принимает наименьшее значение.

Расчёты выборочных коэффициентов корреляции методом наименьших квадратов в приложении *"Microsoft Excel"* были выполнены для шин, расположенных на передней и задней осях. В качестве меры достоверности уравнения корреляционной зависимости используется процентное отношение средней квадратической ошибки уравнения к среднему уровню результативного признака $\bar{y} = t$ (формула 10). Если это отношение не превышает 15 %, то следует считать, что

Таблица 2

Группа выборки	Уравнение множественной корреляции	$\frac{s}{\bar{y}} \cdot 100$ %
Передняя ось	$T_ш = 0{,}671T_в + 31{,}155\gamma_г + 0{,}812V_{сэ} + 1{,}073i + 32{,}976$	4,8
Задняя ось	$T_ш = 0{,}743T_в + 35{,}135\gamma_г + 1{,}547V_{сэ} + 6{,}541i + 27{,}992$	4,2

уравнение регрессии достаточно хорошо отображает изучаемую взаимосвязь.

В результате расчётов и обработки данных получены следующие эмпирические зависимости для определения температуры шин (табл. 2), расположенных на передней и задней осях, при эксплуатации автосамосвалов в различных условиях. Для обеих групп выборки процентное отношение среднеквадратической ошибки уравнения к среднему уровню результативного признака не превышает 15 %, что говорит о достоверности уравнения корреляционной зависимости. Следовательно, для расчётов можно использовать данные формулы, которые с большой долей достоверности описывают температурный режим шин карьерных автосамосвалов.

Основные факторы тепловой нагружённости шин — коэффициент использования грузоподъёмности и средняя эксплуатационная скорость движения автосамосвала. Зависимость температуры шины от показателей, характеризующих условия эксплуатации, для задней оси (так как является более нагружённой) автосамосвала БелАЗ-75131, имеет вид: $T_ш = 0{,}743T_в + 35{,}135\gamma_г + 1{,}547V_{сэ} + 6{,}541i + 27{,}992$. Данное уравнение регрессии является адекватным экспериментальным данным с вероятностью 95 %.

На основании полученной зависимости можно определить наиболее рациональные скоростные режимы автосамосвала, а также коэффициент использования грузоподъёмности автосамосвала при определённом уклоне и температуре окружающего воздуха. Это позволит достигнуть максимальной производительности в определённых условиях с учётом теплового состояния шин.

Литература

1. Карьерный автотранспорт: состояние и перспективы / Мариев П.Л., Кулешов А.А., Егоров А.Н., Зырянов И.В. — СПб.: Наука, 2004. — С. 429.
2. Методика определения влияния условий эксплуатации на долговечность конструкций карьерных автосамосвалов / Зырянов Н.В. // Цветная металлургия. — 1994. — № 4—5. — С. 22—23.
3. Эксплуатация карьерных автосамосвалов с электромеханической трансмиссией / Казарез А.И., Кулешов А.А. // М.: Недра, 1988. — С. 264.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 658.562; 658.511

ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ *FMEA* В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

Д-р техн. наук **В.Н. КОЗЛОВСКИЙ**,
кандидаты техн. наук **Д.И. ПАНЮКОВ** и **А.В. ЗАЯТРОВ**
Самарский ГТУ, Поволжский ГУ Сервиса,
Тольяттинский ГУ (8482 63-71-40)

Статья посвящена исследованию основных элементов анализа дефекта в рамках метода анализа видов, причин и последствий потенциальных дефектов (FMEA), который применяется на этапе проектирования новых автокомпонентов. В статье проведён анализ основных понятий и их роли в проведении анализа риска потенциального дефекта. Даны рекомендации по правильному определению составных элементов оценки общего риска дефекта, которые могут быть полезны для всех, кто впервые знакомится с этим методом.

Ключевые слова: *качество, надёжность, ремонтопригодность, удовлетворённость потребителей, автомобиль.*

Kozlovskiy V.N., Panyukov D.I., Zaytrov A.V.

THE MAIN ELEMENTS OF FMEA IN THE AUTOMOTIVE INDUSTRY

This article is devoted to research of the main elements of the analysis of the defect within the method of analysis of the types, causes and consequences of potential defects (FMEA) that is applied in the design phase of new automotive components. In the article the analysis of basic concepts and their role in carrying out risk analysis of the potential defect. Recommendations on determining the constituent elements of an overall risk assessment of the defect, which can be useful for all who are just discovering this method.

Keywords: *quality, reliability, maintainability, customer satisfaction, the car.*

Международные стандарты в области качества и постоянно повышающиеся требования и ожидания потребителей заставляют предприятия машиностроения прилагать всё больше усилий для изготовления надёжных и безопасных изделий, а также создания стабильных производственных процессов и систем. Для анализа надёжности и безопасности изделий и процессов очень часто используется метод, называемый FMEA (*Failure Mode and Effects Analysis*), который для своего использования как и большинство методов анализа риска не требует сложного математического и статистического аппарата, но эффект способен дать весьма значительный. Прежде всего с точки зрения экономии ресурсов — за счёт выявления потенциальных несоответствий в продукции и производственных процессах на стадии их проектирования.

В рамках применения метода FMEA необходимо предпринять ряд шагов, от планирования работы команды до непосредственно анализа дефектов и последующей доработки объекта анализа [1]. Основным же этапом в методе FMEA является определение и анализ потенциальных дефектов, именно этот этап и вызывает самые большие затруднения при изучении и применении метода в повседневной жизни предприятий, о чем заявляют не только специалисты-консуль-

танты, но и специалисты, непосредственно отвечающие за проектирование новых изделий [2].

Метод FMEA предполагает анализ конструкции и процесса изготовления (производства) изделия — это объекты исследования, но предметом исследования выступают потенциальные отказы, которые могут возникнуть на различных стадиях производства изделия, а также на стадиях после изготовления — предпродажное обслуживание и эксплуатация.

Когда мы говорим об отказах, это не означает, что нужно определять и потом проводить анализ одних только отказов. Дело в том, что первоначально при проведении FMEA речь шла о самих ситуациях, приводящих к неисправностям и отказам, что и получило отражение в названии метода (*failure* — неудача, провал, неисправность и, наконец, отказ; в сочетании со словом *"mode"* — переводится обычно как "вид или тип отказа"). Но постепенно специалисты стали толковать предмет исследования в рамках FMEA шире, говоря уже не только об отказах, но и дефектах и даже несоответствиях. Чтобы разобраться в различиях между этими понятиями приведём и прокомментируем определения этих терминов, которые дают стандарты ГОСТ ISO 9000—2011 "Системы менеджмента качества. Основные положения и словарь", ГОСТ Р 27.002—2009 "Надёжность в технике. Термины и определения", ГОСТ Р 51814.2—2001 "Системы качества в автомобилестроении. Метод анализа видов и последствий потенциальных дефектов" (табл. 1 и 2).

Здесь ключевым является понятие "требования". Поэтому важнейшим этапом перед выявлением несоответствия является определение и установление перечня различных требований к продукту (например, требования в отношении геометрических характеристик продукции, требования в отношении безопасности, надёжности, внешнего вида продукции и т.п.). Далее важно следующее — любое, даже формальное, отклонение от любых требований, это есть несоответствие.

Таблица 1

Термин	Определение из ГОСТ ISO 9000—2011
Дефект	Невыполнение *требования* связанного с предполагаемым или установленным использованием
Несоответствие	Невыполнение *требования*
Требование	Потребность или ожидание, которое установлено, обычно предполагается или является обязательным

Таблица 2

Термин	Определение из ГОСТ Р 27.002—2009	Определение из ГОСТ Р 51814.2—2001
Отказ	Потеря способности изделия выполнить требуемую *функцию*	Непредусмотренное для нормального *функционирования* технического объекта явление, приводящее к негативным последствиям при эксплуатации или изготовлении данного технического объекта

Как видно из определения, понятие "дефект", является производным от понятия "несоответствие". Видно, что дефект — это особое несоответствие, которое связано с тем, как используется изделие, т.е. речь идет о его эксплуатации, точнее о несоответствиях, возникающих при его использовании по назначению, т.е. при предполагаемом или установленном использовании (установленным в нормативно-технической документации — в перечне характеристик изделия, чертежах, технических условия, нормативных документах — стандартах, правилах и т.п.; предполагаемых при разработке изделия — в задании на разработку, техническом обосновании и т.п.). Таким образом, несоответствие — наиболее широкое понятие, включающее в себя дефект (и отказ).

Отказ очень близок к понятию дефект, разница между ними в том, что в случае отказа изделие не выполнит предусмотренную функцию, т.е. фактически изделие станет бесполезным как носитель и реализатор этой функции.

Чтобы разобраться с разницей между понятиями "дефект" и "отказ", нужно разобраться с ещё одним понятием — функция изделия. Словари дают этому слову (от лат. *functio*) следующие определения: выполнение, исполнение, обязанность, круг деятельности; назначение, роль объекта в рамках некоторой системы, которой он принадлежит.

В рамках FMEA изучают три состояния функции: "выполняется", "выполняется с пониженной эффективностью" и "не выполняется". Первое и третье понятия соответствуют ситуации — "работает" — "не работает", а вот второе характеризует ситуацию, когда изделие работает, но не так как должно (как требуется), например, не выдает требуемую мощность, напряжение, т.е. функция реализуется, но не в полной мере. Дефект включает в себя второе и третье состояние, а отказ — обычно подразумевает третье. Если представить более наглядно взаимосвязь между тремя понятиями, то лучше это сделать в виде множеств (рис. 1), где Н — это множество несоответствий, Д — множество дефектов, О — множество отказов.

В российском стандарте по FMEA (ГОСТ Р 51814.2—2001) речь шла именно о дефектах, так как предполагалось, что исследованию к оценке общего риска должны подвергаться невыполнения установленных или предполагаемых требований к изделию или процессу его производства.

Все, что было сказано выше, касалось в основном предметов анализа конструкции изделия. Но помимо этого, анализу подвергаются и процессы производства спроектированных изделий. У них есть свои особенности в отношении предмета анализа.

Дело в том, что отказы или дефекты процесса связаны не только с получаемыми в рамках отдельных операций характеристиками изделия, а значит и функциями, которые с этими характеристиками связаны. В рамках проектирования процесса на каждой операции формируется набор требований к выполнению этой операции, например, есть цель операций — "сделать четыре отверстия в определённом месте, определённого диаметра". Здесь содержится три требования — четыре отверстия, в нужном месте и указан диаметр.

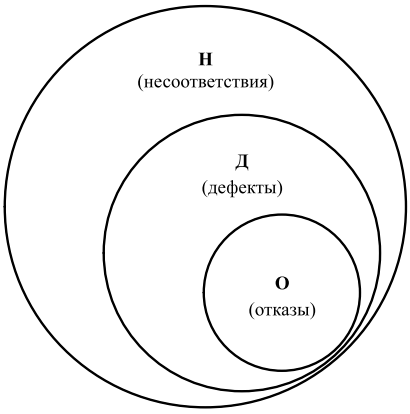


Рис. 1. Множества несоответствий, дефектов и отказов

Если оператор не выполнит любое из этих требований, то возникает несоответствие, связанное с процедурой выполнения операции, которое также является предметом изучения командой FMEA [3].

Разобравшись выше с понятием "дефект" и другими близкими понятиями, теперь стоит разобраться с тем, как осуществляется анализ дефекта в рамках методики FMEA. Основой этого анализа является причинно-следственная связь (рис. 2).

Рассмотрим дефект как явление, которое возникает (или может возникнуть) в какой-то момент времени. Важно понимать, что речь идёт именно о факте возникновения дефекта, т.е. явления, которое возникло в результате каких-либо физико-химических или механических процессов, протекающих в системе потребитель — изделие — окружающая среда или в системе оператор — оборудование — КИиМ — производственная среда.

Стоит отметить, системы эти не закрыты, так как в них могут участвовать и участвуют другие элементы, например, система управления процессом, в том числе методики производства, обслуживания, управления персоналом и т.п., поэтому в поле зрения команды могут попадать дефекты, возникающие вследствие нарушения правил, составляющих систему управления или изначально неверных правил этой системы. Например, невыполнение требований, содержащихся в рабочих инструкциях или операционных картах, или ошибки в этих документах, из-за которых и возникает дефект или несоответствия процесса.

Нельзя воспринимать дефект через призму его обнаружения — мы рассматриваем в рамках FMEA именно возможности появления дефекта в определённый момент в будущем, не учитывая, обнаружен он будет при контроле или в эксплуатации или не обнаружен, главное, что он в принципе может возникнуть.

Итак, предполагаем, что дефект возникнет в момент времени. Далее необходимо понять, что может произойти с этим изделием или процессом, в которых появился этот дефект, дальше. А дальше возникает целая цепочка явлений, которая спровоцирована этим дефектом. Часть времени эта цепочка явлений скрыта от глаза потребителя, он их не замечает и не ощущает, они протекают внутри изделия в виде физико-химических процессов. Но в какой-то момент времени потребитель замечает какие-либо проявления этой цепочки явлений — не может пользоваться изделием, испытывает трудности в управлении, видит что-то, несоответствующее его представлению о норме или слышит какие-то посторонние звуки или ощущает запах или вибрацию.

Эти явления называются "последствиями". В рамках FMEA мы должны восстановить или просчитать/представить всю эту (или несколько цепочек) цепочку последствий и определить те из них, которые замечает или ощущает потребитель. Эти конечные последствия могут проявляться в разное время ($t_{п1}$, $t_{п2}$, ..., $t_{пn}$) и влиять/замечаться разными потребителями, например, оператором на следующей операции или в процессе сборки или уже конечным потребителем изделия при его эксплуатации. Важно отследить все цепочки последствий и все конечные последствия, так как именно эти последствия мы будем дальше оценивать с точки зрения степени их негативного влияния на потребителя для учёта этого влияния при оценке общего риска дефекта.

Разобравшись и оценив последствия, мы сделали очень важный шаг, так как теперь с открытыми глазами можем видеть, насколько значим изучаемый де-

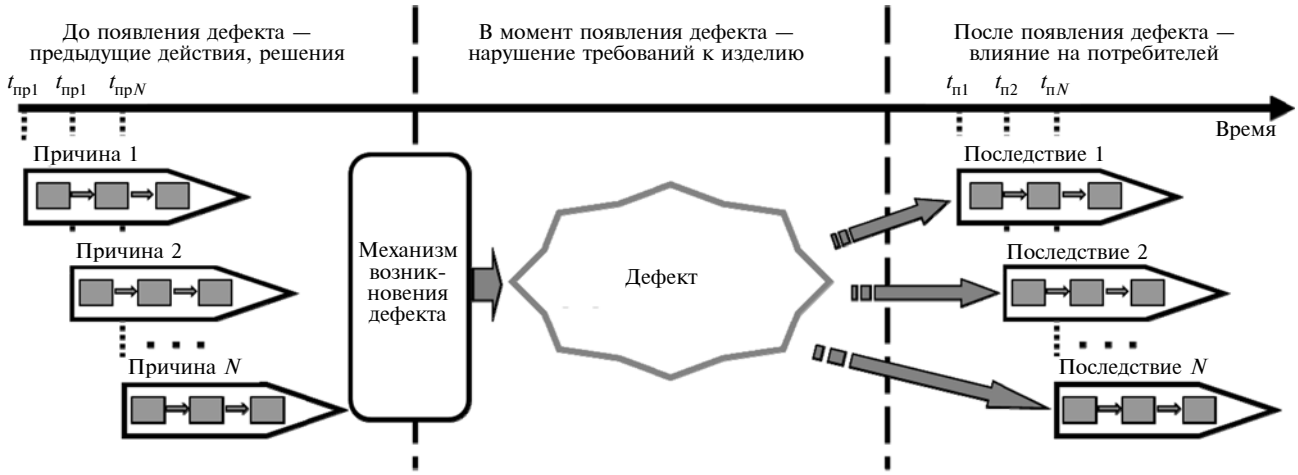


Рис. 2. Основа FMEA — причинно-следственная связь

фект с точки зрения потенциальной опасности для различных потребителей. Но нам этого недостаточно — не менее важно понять из-за чего данный дефект может возникнуть, т.е. что за события (явления) или действия могут привести к возникновению дефекта. Речь идет о таком понятии, как причина. Именно причины будет искать команда FMEA после определения последствий дефекта.

Причины — это тоже явления, провоцирующие целую цепочку событий или некоторый физико-химический процесс, которые своим итогом имеют невыполнение какого-либо требования, т.е. возникновение дефекта. Обычно сначала команда FMEA старается определить механизм образования (возникновения) дефекта, т.е. вышеназванную цепочку или физико-химический процесс. После того, как появилось понимание, что за механизм образования у дефекта, необходимо разобраться, что же является "спусковым крючком" у этого механизма. Речь идет о явлениях (событиях), которые запускают механизм возникновения дефекта, т.е. по сути, причинах дефекта, и именно их мы и должны определить и далее оценить вероятность появления дефекта из-за каждой из этих причин.

Причины, как любые явления, возникают каждая в свой момент времени ($t_{пр1}$, $t_{пр2}$, ..., $t_{прn}$), т.е. не одновременно. Их, как правило, больше одной. В зависимости от источника (фактора) негативного влияния — внешняя среда, недоработки проектирования, неудовлетворительное состояние оборудования, ошибочные действия человека и т.п. — появляются различные причины (цепочки причин), которые и приводят в итоге к дефекту.

Нужно определить и проанализировать все негативные факторы, оказывающие влияние на изделие или процесс. Эти факторы связаны с теми средами, с которыми контактирует изделие в процессе своего жизненного цикла от изготовления до эксплуатации. Соответственно могут быть выявлены различные причины, даже связанные с одним и тем же фактором. Для этой непростой работы разработан и успешно используется набор методов, позволяющих систематизировать и структурировать как сам анализ причин, так и его результаты — метод 5 "почему?", причинно-следственные диаграммы (Исикава), анализ дерева отказов (FTA) и др.

После того, как причины дефекта определены, необходимо оценить каждую из них с точки зрения вероятности или возможной частоты появления этой причины, иными словами, насколько часто будет появляться данный дефект по данной причине. Таким образом, мы оцениваем вероятность каждой пары причина—дефект. При этом если у дефекта несколько причин, то каждая причина учитывается отдельно.

Меры по обнаружению дефекта

Кроме последствий и причин, в FMEA оценивают также вероятность обнаружения дефекта и/или его причины с помощью тех мер обнаружения дефектов, которые предполагается использовать в рамках анализируемого проекта. В зависимости от объекта исследования (конструкция изделия или процесс его производства), речь может идти о таких методах, как контроль приборами или калибрами в производстве, различного вида испытания опытных образцов, имитационное моделирование и т.п. Оценка вероятности обнаружения проводится для каждой пары дефект—причина, при этом для одной пары часто учитывается сразу несколько мер, как направленных на обнаружение дефекта, так и направленных на обнаружение его причины.

Помимо мер по обнаружению стоит упомянуть и о таких мерах, которые применяются для предотвращения возникновения дефектов или их причин — их так и называют "меры по предупреждению". К примеру, в рамках анализа конструкции это использование проверенных в предыдущих проектах или ГОСТированных конструкций, или материалов, в рамках анализа процесса, это специальная оснастка, предотвращающая ошибки оператора, плановое предупредительное обслуживание оборудования, плановая или принудительная замена инструмента, система визуализации на рабочем месте методов и способов правильного выполнения критичных операций, статистическое регулирование процесса и т.д.

Эти меры, если они планируются к применению в анализируемом проекте, оказывают непосредственное влияние на вероятность возникновения пары причина—дефект, поэтому обязательно нужно их выявлять и учитывать влияние этих мер на вероятность появления причин—дефектов при анализе соответствующих изделий или процессов.

Определив и оценив все последствия, причины, возможности предупреждения и обнаружения дефекта команда FMEA будет иметь достаточно полное представление об общем риске исследуемого дефекта (общий риск вычисляется путём умножения степени негативного влияния последствий дефекта на произведение вероятностей возникновения и обнаружения каждой пары причина—дефект), поэтому, в случае высокого риска (критический уровень риска определяется либо самим потребителем, либо заказчиком), сможет понять, что и как нужно сделать, чтобы данный дефект исключить (не допустить) или снизить его общий риск в разрабатываемой конструкции изделия или процессе его производства. Это делается путём снижения составляющих общего риска, т.е. снижения и/или степени влияния последствий, вероятностей возникновения и обнаружения каждой пары причина—дефект.

Любой, кто впервые знакомится с методом FMEA, неизбежно столкнется с вопросами, которые обсуждались в этой статье. Данные пояснения и рекомендации помогут специалистам полнее разобраться с нюансами анализа риска дефектов, зависимостью между отдельными составляющими общей оценки риска и тем, как нужно снижать этот риск.

Литература

1. Панюков Д.И. Фундаментальные основы FMEA для автомобилестроения: монография / Д.И. Панюков, В.Н. Козловский. — Самара: Издательство СамНЦ РАН, 2014. — 150 с.
2. Кудряшов А.В. Проблемы и причины формального внедрения FMEA / А.В. Кудряшов, С.В. Исаев, Д.И. Панюков, Д.В. Климовских, Т.А. Хромова // Методы менеджмента качества. — 2011. — № 11. — С. 16—20.
3. Панюков Д.И. Проектирование новых производственных процессов / Д.И. Панюков, В.Н. Козловский, Г.Г. Слистина // Стандарты и качество. — 2014. — № 11 (929). — С. 92—95.

УДК 532.5.013.2

ОБЪЁМНАЯ ЖЁСТКОСТЬ И ЕЁ ВЛИЯНИЕ НА ДИНАМИКУ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Е.А. ДУБОВИК
Донской ГТУ (863. 273-85-11)

Предлагается понятие объёмной жёсткости элементов гидравлической системы. Приводятся полученные аналитическим путём формулы для определения приведённых объёмных жёсткостей цилиндрической трубы, поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра, плунжерного гидроцилиндра, а также формула для определения приведённой объёмной жёсткости произвольного числа гидравлических элементов, включённых в гидросистему параллельно. Обосновывается вывод о возможности гидромеханического резонанса, вызываемого переменной объёмной жёсткостью гидравлической системы.

Ключевые слова: *гидросистема, нестационарный режим, объёмная жёсткость, гидромеханический резонанс.*

Dubovik E.A.

THREE-DIMENSIONAL ACERBITY AND ITS INFLUENCE UPON SPEAKER OF THE HYDRAULIC SYSTEM

Three-dimensional acerbity and its determination. The notion three-dimensional acerbity element of the hydraulic system is Offered. Happen to the got analytical way of the formula for determination brought three-dimensional acerbity different element hydraulic system, as well as formula for determination brought three-dimensional acerbity of the free number hydraulic element, comprised of system parallel.

Keywords: *hydraulics, transient mode, the volumetric stiffness, hydromechanical resonance.*

Подавляющее большинство современных исследований, посвящённых изучению динамики гидромеханических систем, основаны на использовании теории автоматического регулирования и управления. Математическая модель гидравлической системы в этом случае составляется с использованием уравнения неразрывности потока, при этом учёт сжимаемости жидкости и деформации трубопроводов осуществляется путём введения в уравнение некоего расхода жидкости, величина которого зависит от приведённого модуля упругости трубопровода [1—4]. Однако в последние годы всё более широкое распространение получают методы расчёта силового гидравлического привода, учитывающие нарушение уравнения неразрывности во время его работы в неустановившемся режиме. В этом случае в математической модели взамен приведённого модуля упругости системы удобнее использовать её приведённую объёмную жёсткость.

Объёмная жёсткость жидкости. Изменение давления жидкости в различных точках гидравлической системы можно проследить, обратившись к обобщённому закону Гука [5] (формула 1, таблицы), из которого, обозначив $C_ж = \frac{E_ж}{V_0}$, формулу 2. Объемная жёсткость жидкости $C_ж$ представляет собой приращение давления жидкости, соответствующее единичному приращению первоначального объёма или, иначе говоря, приращение давления, необходимое для изменения первоначального объёма жидкости V_0 на единицу. Знак "минус" указывает на то, что положительному приращению давления dp соответствует отрицательное приращение объёма жидкости $dV_ж$, и наоборот.

Итак, мы можем определить объёмную жёсткость рабочей жидкости, ограниченной абсолютно жёсткой оболочкой. Представим такую оболочку с учётом того, что из рассматриваемого объёма (рис. 1) жидкость может как выходить (жидкость расширяется), так и входить (жидкость сжимается), т. е. $dV_ж = dV_{вых} - dV_{вх}$, тогда уравнение 2 примет вид формулы 3. Разделив уравнение 3 на dt, имея в виду, что $\frac{dV}{dt} = Q$ — объёмный расход жидкости, и переставив при этом местами величины, стоящие в скобках, окончательно запишем формулу 4. Это уравнение позволяет определить изменение давления жидкости в некотором объёме, ограниченном абсолютно жёсткой оболочкой, при нестационарном течении жидкости через него. Однако при использовании уравнения 4 следует помнить, что оно справедливо только в тех случаях, когда изменение давления во всех точках рассматриваемого объёма происходит одновременно (что вполне допустимо при скоростях значительно меньших, чем скорость распространения звука в среде конкретной рабочей жидкости).

Объёмная жёсткость цилиндрической стенки. В случае, если деформацией оболочки пренебречь нельзя, то изменение её объёма (например, объёма цилиндрической трубы), можно определить, используя следующие положения.

Приращение объёма трубы при её радиальной деформации можно определить по формуле $dV_{тр} = 2\pi lrdr$, где r и l — соответственно радиус и длина рассматриваемого участка трубы, а приращение её радиуса соответственно по формуле 5.

Известно, что напряжение, возникающее в стенке трубы при воздействии на неё изнутри давления p, можно рассчитать по формуле $\sigma = p\frac{r}{\delta}$, где δ — толщина стенки трубы; тогда его полный дифференциал определяем по выражению $d\sigma = \frac{1}{\delta}(rdp + pdr)$, но так как для металлических труб $rdp \gg pdr$, то, пренебрегая вторым членом в скобке полного дифференциала напряжения, уравнение 5 можно записать в виде $dr = \frac{1}{\delta}\frac{r^2}{E_{ст}}dp$. Тогда окончательно получим $dp = C_{ст}DV_{тр}$, где объёмная жёсткость стенки цилиндрической трубы $C_{ст}$ определяется по формуле 6.

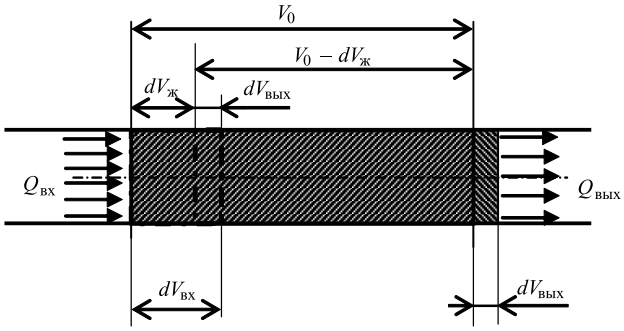


Рис. 1. Схема изменения объёма упругой жидкости при одновременном её перемещении

Определяя объёмную жёсткость цилиндрической стенки по уравнению 6, следует помнить об условии $rdp \gg pdr$, из которого вытекает, что уравнение 6 можно использовать только для расчёта цилиндрических труб, изготовленных из металла либо из другого материала с достаточно большим модулем упругости.

Приведённая объёмная жёсткость *n* гидравлических элементов, включённых в систему параллельно. Рассмотрим случай, когда к данной точке гидросистемы подсоединены *n* различных элементов, каждый из которых обладает собственной объёмной жёсткостью. Тогда, допуская, что изменение давления в данной точке мгновенно передаётся всем точкам рассматриваемого объёма, можно записать формулу 7. Тогда приведённую объёмную жёсткость системы в целом определяем по уравнению $C_{пр} = \frac{dp}{\sum_{i=1}^{n} dV_i} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \frac{dV_i}{dp}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{C_i}}$, которое после преобразований примет вид формулы 8.

№	Формула	Примечания
1	$dp = -E_ж \frac{dV_ж}{V_0}$	V_0 — начальный объём жидкости; $dV_ж$ — приращение объёма жидкости, соответствующее приращению давления на dp; $E_ж = \frac{1}{\beta_ж}$ — объёмный модуль упругости жидкости, $\beta_ж$ — коэффициент объёмного сжатия жидкости
2	$dp = -C_ж dV_ж$,	$C_ж$ — объемная жёсткость жидкости, $C_ж = \frac{E_ж}{V_0}$
3	$dp = -C_ж(dV_{вых} - dV_{вх})$	$dV_{вых}$ — объём жидкости, выходящей из рассматриваемого объёма V_0 за время dt; $dV_{вх}$ — объём жидкости, вошедшей за то же время
4	$dp = C_{тр}(Q_{вх} - Q_{вых})dt$	dp — приращение давления жидкости в рассматриваемом объёме V_0 за время dt; $Q_{вх}$ и $Q_{вых}$ — суммарные расходы входящей в рассматриваемый объём и выходящей из него жидкости соответственно; $C_{тр}$ — объёмная жёсткость жидкости, ограниченной объёмом V_0 рассматриваемого участка трубы
5	$dr = \frac{r}{E_{ст}} d\sigma$	dr — приращение радиуса трубы, соответствующее приращению напряжения $d\sigma$, возникающего в её стенке, $E_{ст}$ — модуль упругости материала стенки трубы
6	$C_{ст} = \frac{4E_{ст}}{\pi d^3 \frac{l}{\delta}}$	d — внутренний диаметр стенки трубы в ненапряжённом состоянии
7	$dV_0 = \sum_{i=1}^{n} dV_i$	dV_i — изменение объёма жидкости, соответствующее деформации его i-го элемента
8	$C_{пр} = \frac{\prod_{i=1}^{n} C_i}{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{1}{C_i} \prod_{i=1}^{n} C_i\right)}$	$C_{пр}$ — приведённая объёмная жёсткость гидравлической системы, состоящей из n элементов, включённых в систему параллельно; C_i — объёмная жёсткость i-го элемента системы
9	$C_{пр.тр} = \frac{E_ж}{V_{тр}\left(1 + \frac{d}{\delta}\frac{E_ж}{E_{ст}}\right)}$	$C_{пр\ тр}$— приведённая объёмная жёсткость трубы с рабочей жидкостью
10	$C_{пр.п} = \frac{4E_ж}{\pi d^2 x\left(1 + \frac{d}{\delta}\frac{E_ж}{E_{ст}}\right) + 4V_{п.вр}}$	d — внутренний диаметр гильзы гидроцилиндра в ненапряжённом состоянии; x — ход поршня гидроцилиндра; $V_{п.вр}$ — объём "вредного" пространства поршневой полости гидроцилиндра
11	$C_{пр.шт} = \frac{4E_ж}{\pi(L-x)\left[(d^2 - d_{шт}^2) + \frac{d^3}{\delta}\frac{E_ж}{E_{ст}}\right] + 4V_{шт.вр}}$	L — полный ход поршня гидроцилиндра; $d_{шт}$ — диаметр штока гидроцилиндра; $V_{шт.вр}$ — объём вредного пространства штоковой полости гидроцилиндра
12	$C_{пр.пл} = \frac{E_ж}{V_ц \frac{d}{\delta}\frac{E_ж}{E_{ст}} - f_{пл}(L-x)}$	$C_{пр.пл}$ — приведенная объёмная жёсткость рабочей полости гидроцилиндра
13	$C_{пр.пл} = \frac{4E_ж}{\pi\left[\frac{d^3}{\delta}\frac{E_ж}{E_{ст}}L - d_{пл}^2(L-x)\right] + 4V_{пл.вр}}$	d и $d_{пл}$ — соответственно внутренний диаметр гильзы и диаметр плунжера гидроцилиндра в ненапряжённом состоянии; $f_{пл}$ — площадь поперечного сечения плунжера гидроцилиндра; $V_{пл.вр}$ — объём вредного пространства рабочей полости плунжерного гидроцилиндра

Приведённая объёмная жёсткость трубы с рабочей жидкостью. На практике деформация рабочей жидкости происходит одновременно с деформацией стенок трубы, по которой она движется, но тогда в соответствии с уравнением 8 можно записать $C_{пр.тр} = \frac{C_ж C_{ст}}{C_ж + C_{ст}}$. Из чего после преобразований получим выражение для определения приведённой объёмной жёсткости цилиндрической трубы с рабочей жидкостью в виде формулы 9. Это же уравнение можно также получить, подставив в формулу объёмной жёсткости $\left(C_ж = \frac{E_ж}{V_0}\right)$ значение приведённого модуля упругости трубы [3], имея при этом в виду, что $V_0 = V_{тр}$.

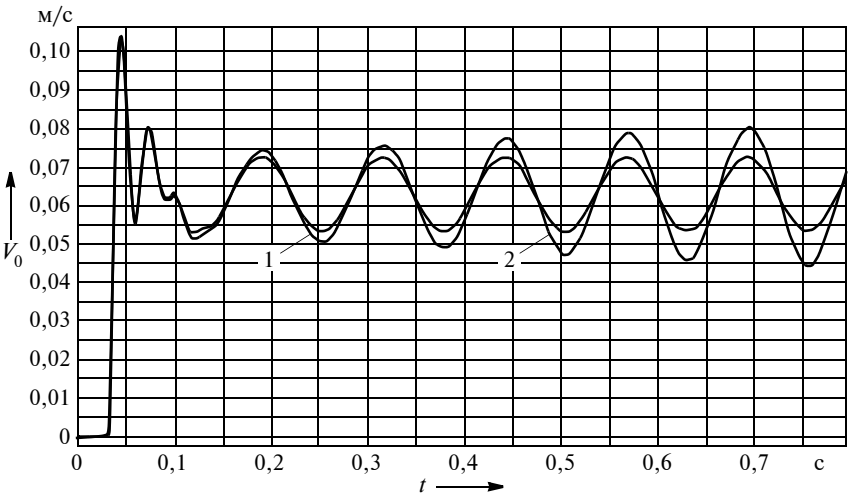


Рис. 2. Изменение скорости движения поршня первого гидроцилиндра во времени с учётом его объёмной жёсткости (1) и без учёта (2)

Приведённая объёмная жёсткость поршневой и штоковой полостей гидравлического цилиндра. Аналогично выводу уравнения 9 легко доказать, что приведённая объёмная жёсткость поршневой полости гидравлического цилиндра может быть определена по формуле 10.

Аналогично приведённая объёмная жёсткость штоковой полости гидроцилиндра может быть определена по уравнению 11.

Приведённая объёмная жёсткость рабочей полости плунжерного гидравлического цилиндра может быть определена с использованием формул 6 и 8. При этом имеем в виду, что для плунжерного гидроцилиндра $V_0 = V_ц - V_{пл}$, где $V_ц$ и $V_{пл}$ — соответственно внутренний объём гильзы цилиндра (с учётом её вредного объёма) и объём части плунжера, находящейся в гильзе. Тогда после проведения соответствующих преобразований легко получить формулу для определения приведённой объёмной жёсткости рабочей полости плунжерного гидроцилиндра $C_{р.пл}$ в виде 12 или 13.

Применение уравнений 1, 9—11, 12 и 13 совместно с уравнением 2 позволяет производить динамический расчёт ГМС не только с простыми, но и с разветвлёнными гидравлическими системами [5]. При этом следует отметить, что объёмные жёсткости гидравлических цилиндров не постоянны, так как они зависят от перемещения, скорость изменения которого, в свою очередь, зависит от давления. Это делает уравнения динамики ГМС нелинейными, а потому для их решения целесообразно использовать численные методы решения дифференциальных уравнений.

На рис. 2 приведены графики изменения скорости поршней двух гидроцилиндров с диаметрами поршней 100 мм, штоков 40 мм и ходом поршней 0,9 м, синхронизируемых посредством дроссельного делителя потоков [5], при расходе рабочей жидкости на входе делителя $Q = 0{,}8 \cdot 10^{-3}$ м^3/с. Модуль упругости принимался для рабочей жидкости равным 1200 МПа, для стенок трубопроводов и гидроцилиндров — 5000 МПа. Толщина стенок трубопроводов принималась равной 1 мм, а гидроцилиндров — 5 мм. К поршням гидроцилиндров приложены постоянные силы $F_1 = F_2 = 50$ кН, массы перемещаемых элементов системы $M_1 = 500$ кг, $M_2 = 50$ кг. Кроме того, на поршни обоих гидроцилиндров воздействует гармоническое возбуждающее усилие $F_в = 5\sin(\omega t)$ кН, где $\omega = 50$ с$^{-1}$; t — время.

Расчёт производился с учётом приведённых объёмных жёсткостей гидроцилиндров (кривые *1*) и без учёта приведённых объёмных жёсткостей гидроцилиндров — жёсткость принималась бесконечной (кривые *2*). Объёмная жёсткость прочих элементов гидросистемы (трубопроводов) учитывалась в обоих случаях.

Анализ изменения скорости во времени указывает на существенное отличие характера перемещения поршней гидроцилиндров при учёте и без учёта приведённых объёмных жёсткостей гидроцилиндров. Главным отличием является то, что при учёте приведённой объёмной жёсткости гидроцилиндров по мере выдвижения поршней амплитуда колебания их скорости увеличивается: это объясняется уменьшением приведённой объёмной жёсткости гидроцилиндров. В то же время при бесконечной объёмной жёсткости гидроцилиндров амплитуда колебания скорости поршней остаётся неизменной.

При изменении приведённой объёмной жёсткости ГМС изменяется и собственная частота её колебаний, что также частично объясняет рост амплитуды изменения скоростей поршней гидроцилиндров. Но это наводит на мысль о возможности гидромеханического резонанса, вызываемого совпадением собственной частоты системы, при изменении приведённой объёмной жёсткости её гидравлического привода, с частотой вынужденных колебаний, а следовательно, заслуживает специальных исследований.

Литература

1. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. — М.: Машиностроение, 1972. — 320 с.
2. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики: Учеб. пособие. — М.: Машиностроение< 1979. — 232 с.
3. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. — М.: Машиностроение, 1987. — 464 с.
4. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов. — М.: Изд-во им. Н.Э. Баумана, 2002. — 320 с.
5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. — М.: Машиностроение, 1982. — 423 с.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Фасхиев Х.А., Крахмалева А.В — Разностный метод измерения качества легкового автомобиля 1

АСМ-факты 7

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Манухин А.А., Клиншов А.М. — Оценка маневренности автомобилей с комбинированным движителем методом расчёта обобщённых критериев 8

Гусаков С.В., Новиков В.А. — Расчётная оценка возможностей повышения КПД действительного цикла дизеля за счёт организации процесса сгорания при постоянном объёме 11

Давлятов У.Р., Омуров Ж.М., Шатманов О.Т. — Математическая модель и методика численного расчёта процесса движения седельного автопоезда в горных условиях эксплуатации 13

Михайлов В.Г., Мишута Д.В. — Оценка эффективности систем подрессоривания грузового автомобиля 16

Гусаров В.В., Ашишин А.А., Аутхман Р.Л., Автаев Ф.В. — Анализ уравновешенности двигателей новой конструктивной схемы — W9 20

Загарин Д.А., Сальников В.И., Шабанов А.В. — Аккумуляторные батареи автомобилей с электроприводом 24

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Акунов Б.У. — Анализ концентрации остаточного кислорода в отработавших газах автомобиля в зависимости от рельефа местности 28

Кульпин А.Г., Стенин Д.В., Култаев Е.Е. — Оценка эффективности эксплуатации карьерных автосамосвалов с учётом теплового состояния шин 30

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Козловский В.Н., Панюков Д.И., Заятров А.В. — Основные элементы *FMEA* в автомобилестроении 33

Дубовик Е.А. — Объёмная жёсткость и её влияние на динамику гидромеханической системы 37

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Балабин И.В. — *д-р техн. наук, профессор Университета машиностроения (МАМИ)*
Бахмутов С.В. — *д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"*
Гируцкий О.И. — *д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ*
Гладков В.И. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИТавтопром"*
Ковригин А.С. — *зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"*
Круглов С.М. — *зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"*
Ксеневич Т.И. — *канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"*
Купеев Ю.А. — *канд. техн. наук, научный консультант НИИАЭ, профессор, доктор электротехнических наук АЭН*
Мамити Г.И. — *д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета (Владикавказ)*
Марков В.А. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана*
Николаенко А.В. — *д-р экон. наук, ректор Университета машиностроения (МАМИ)*
Никульников Э.Н. — *канд. техн. наук, НИЦИАМТ ГНЦ "НАМИ"*
Пашков В.И. — *АМО "ЗИЛ"*
Сорокин Н.Т. — *д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России*
Тер-Мкртичьян Г.Г. — *д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"*
Титков А.И. — *канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"*
Филимонов В.Н. — *ответственный секретарь "АП"*

Белорусский редакционный совет:

Альгин В.Б. — *д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси*
Егоров А.Н. — *генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"*
Захарик А.М. — *канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"*
Кухаренок Г.М. — *д-р техн. наук, профессор БНТУ*
Мариев П.Л. — *д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси*
Николаев Ю.И. — *главный конструктор ОАО "МЗКТ"*
Сазонов И.С. — *д-р техн. наук, проф., ректор Болорусско-российского университета (Могилев)*
Харитончик С.В. — *д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)*

Информационный партнер АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 16.03.2016. Подписано в печать 10.05.2016.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.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.