ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 2 • февраль • 2010

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.51

Вытягивание материального потока из производства к потребителю

Канд. экон. наук Н.В. РОГОЖКИНА

ЗМЗ (8.3161. 5-95-05)

Предложена динамическая модель согласования производства и реализации продукции, позволяющая совместить стабильность производства с гибким реагированием на структуру реализации при оптимальных сбытовых запасах.

Ключевые слова: *производство, отгрузка, спрос, оптимальные запасы продукции.*

Rogozhkina N.V.

PULLING FLOW OF GOODS FROM PRODUCTION TO CONSUMER

Offered dynamic model of coordination of goods production and sale process allows combine stability of goods production and flexible reaction to sale structure at optimum stock products.

Keywords: *production, sale process, demand, optimum stock products.*

Управление материальным потоком при переходе продукции из производства в сбыт — не что иное как согласование процессов ее выпуска (объемы и темпы) с требованиями потребителя (рыночный спрос).

Отдельные аспекты решения данной проблемы представлены в работах А.А. Смехова [1, 2], В.И. Дудорина [3], А.В. Архипова и др., где рассматривались процессы производства и транспортирования продукции в рамках единой производственной транспортной системы, а также согласования ее основных параметров (продолжительность цикла выполнения заказа, размеры транспортной партии, перерабатывающая способность грузовых фронтов) и производственных звеньев при условии своевременного исполнения заданий, определения оптимальной интенсивности производства. Однако все это — для условий плановой экономики, т. е. без учета реального рыночного спроса. А он вносит в процесс вытягивания материальных потоков ряд специфических особенностей. Во-первых, сроки и объемы отгрузки определяются заявками потребителей на продукцию. Следовательно, неизбежны колебания этих сроков и объемов, вызванные предварительностью подачи заявки по отношению к периоду отгрузки и, соответственно, с некоторым упреждением относительно их потребностей. Что, понятно, может привести как к излишнему заказу, так и к дефициту и неудовлетворенности потребителей. Причем в динамической рыночной среде это происходит достаточно часто. Во-вторых, производство не всегда обладает гибкостью, необходимой для обеспечения изменяющегося спроса. В связи с чем принятие решения об увеличении или уменьшении объемов выпуска и внесение поправок в цепочку «производство—реализация—запас» требуют непрерывных обоснования и проверки. И наиболее рациональным методом решения этой задачи может стать динамическая модель механизма согласования производства и реализации продукции при оптимальной величине сбытовых запасов.

Такую модель составлять не только можно, но и нужно. Причем работу следует начинать с определения оптимальной величины остатков готовой продукции на складе, исходя из необходимости снижения продолжительности нахождения капитала в сбытовых запасах, а также затрат, связанных с формированием и содержанием этих запасов, повышения качества обслуживания потребителей. Необходимость запаса определяется с помощью ABC- и XYZ-методов [4—8], его оптимальность — с помощью экономико-математической модели, которая, что давно уже доказано практикой, считается одним из самых удобных и эффективных инструментов анализа исследуемого объекта и позволяет с минимальными временными и материальными затратами находить оптимальные технические и управленческие решения.

Целевой функцией экономико-математической модели в нашем случае будет минимум расходов и потерь, зависящих от величины и частоты пополнения сбытовых запасов. Она включает одну управляемую переменную — период IT^t оборота сбытовых запасов, который подсчитывается по формуле № 1 (см. таблицу).

№ формулы	Формула	Примечания
1	$IT^t = \frac{I^{t-1}t}{d^t}$	IT^t — период оборота сбытового запаса, дн.; I^{t-1} —остаток запасов на начало периода t, шт.; $t = t \in [0, T]$ — продолжительность расчетного периода, дн.; d^t — спрос в период времени t, шт.
2	$IC_T = \sum_{t=1}^{T}\sum_{i=1}^{n}(C^t_{\text{п}_i} + C^t_{\text{с}_i}) \to \min$	IC_T — расходы, связанные с частотой пополнения, объемами хранения сбытовых запасов и потерями в период планирования T, руб.; $C^t_{\text{п}_i}$ — расходы, связанные с пополнением сбытовых запасов i-го вида продукции во временном периоде t, руб.; $C^t_{\text{с}_i}$ — расходы, связанные с содержанием сбытовых запасов в периоде t, руб.
3	$q_i = \frac{t}{IT_i}$	q_i — число пополнений i-го вида запаса; t — период времени, дн.; IT_i — период оборота i-го вида запаса, дн.
4	$C^t_{\text{п}_i} = C^t_{\text{ед}_i} q_i = \frac{C^t_{\text{ед}_i} t}{IT_i}$	$C^t_{\text{ед}_i}$ — расходы на одно пополнение i-го вида продукции в периоде t, руб.
5	$C^t_{\text{с}_i} = \left(\frac{IT_i d^t_i}{t} - \underline{I}^t_i\right)(C^t_i - FC^t_i)\frac{Rt}{100K}$	$\underline{I}^t_i$ — нижняя граница необходимой величины i-го вида запаса в период времени t, шт.; C^t_i — себестоимость i-го вида продукции в период времени t, руб.; FC^t_i — постоянные затраты на i-го вида продукцию в период времени t, руб.; R — ставка альтернативного использования денежных средств, %; k — число календарных дней в году
6	$IC_T = \sum_{t=1}^{T}\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{C^t_{\text{ед}_i} t}{IT_i} + \left(\frac{IT_i d^t_i}{t} - \underline{I}^t_i\right) \times \right.$ $\left. \times (C^t_i - FC^t_i)\frac{Rt}{100K}\right) \to \min$	При выполнении двух ограничений ($I^{t-1}_i + x^t_i \geqslant d^t_i$ и $IT_{i\min} \leqslant IT_i \leqslant IT_{i\max}$) x^t_i — производство продукции i-го вида в период времени t, шт.; $IT_{i\min}$ и $IT_{i\max}$ — минимально и максимально возможные периоды оборота сбытового запаса i-го вида, дн.
7	$IT_{i_{\text{п}}} \geqslant \frac{x^t_{i_{\min}} t}{d^t_i}$	—
8	$IT_{i_{\text{п}}} \geqslant \frac{Q_{i_{\text{вм}}} t}{d^t_i}$	$Q_{i_{\text{вм}}}$ — наибольшее количество продукции i-го вида, которое можно погрузить в транспортное средство
9	$IT_{i_{\text{п}}} \leqslant \frac{Q^t_{i_{\text{д.с}}} t}{d^t_i}$	$Q^t_{i_{\text{д.с}}}$ — максимальный объем денежных средств, которые можно вложить в формирование i-го вида сбытового запаса
10	$IT_{i_{\text{п}}} \leqslant \frac{Q_{i_{\text{ск}}} t}{d^t_i}$	$Q_{i_{\text{ск}}}$ — наибольшее количество продукции, которое можно разместить в имеющихся складах
11	$\Delta_i = \lvert IT^{\text{факт}}_i - IT^{\text{опт}}_i \rvert \geqslant 0$	—
12	$I^t_i = I^{t-1}_i + x^t_i - d^t_i$	
13	$x^t_i = d^t_i$; $x^t_i = d^t_i + k^t_i$; $x^t_i = d^t_i - p^t_i$; $x^t_i = 0$	Если $I^t_{i_{\text{опт}}} = I^{t-1}_i$; если $I^{t-1}_i < I^t_{i_{\text{опт}}}$; если $I^{t-1}_i > I^t_{i_{\text{опт}}}$ и $d^t_i > p^t_i$; k^t_i — i-я компонента k^t ($i \in n$), задающая размер корректирования запаса по i-му виду продукции; p^t_i — i-я компонента p^t ($i \in n$), задающая размер корректировки запаса по i-му виду продукции
14	$k^t = (k^t_1, k^t_2, ..., k^t_n)$; $k^t_i = I^t_{i_{\text{опт}}} - I^{t-1}_i$; $k^t_i = 0$	Если $I^{t-1}_i < I^t_{i_{\text{опт}}}$
15	$p^t = (p^t_1, p^t_2, ..., p^t_n)$; $p^t_i = I^{t-1}_i - I^t_{i_{\text{опт}}}$; $p^t_i = 0$	Если $I^{t-1}_i > I^t_{i_{\text{опт}}}$
16	$I^t_i = I^{t-1}_i + k^t_i - p^t_i$	—

Далее определяется целевая функция IC_T, подлежащая минимизации, т. е. минимизации суммарных расходов и потерь, связанных с формированием и содержанием сбытовых запасов за период времени T (формула № 2).

Расходы, связанные с пополнением сбытовых запасов, зависят от частоты их пополнения. К ним относятся затраты на транспортирование продукции от места производства до склада, переналадку оборудования, оформление документов и т. п. Причем наибольший допустимый период t пополнения, т. е. между двумя смежными выпусками, сбытовых запасов должен быть равен периоду IT их оборота, иначе будет иметь место либо избыток, либо недостаток запаса.

Исходя из этого, минимальное число q_i пополнений i-го вида запасов можно определить по формуле № 3. Отсюда сумма $C^t_{\text{п}_i}$ расходов на пополнение сбытовых запасов представляет собой произведение числа пополнений q_i на сумму $C^t_{\text{ед}_i}$ расходов на одно пополнение i-го вида запасов (формула № 4).

Расходы на содержание сбытовых запасов — упущенные доходы, которые могли быть получены, если бы деньги, вложенные в запасы, были использованы в другом направлении. К ним относятся расходы по хранению сбытовых запасов и потери, связанные с неиспользованием средств, которые вложены в запасы. Расходы по хранению определяются объемами хранения на каждом отрезке времени и удельными затратами на хранение. Причем последние считаются величиной постоянной (не зависящей от объема хранения), что справедливо только до тех пор, пока складских помещений достаточно для размещения требуемого запаса или их больше, чем необходимо. Но для простоты дальнейших рассуждений примем, что число и объемы складских помещений остаются «неизменным», а значит, и расходы на хранение — величина постоянная, не зависящая от объема хранения.

К потерям относятся и излишки сбытовых запасов. Поэтому имеет место упущенная выгода в связи с неиспользованием средств, вложенных в запасы сверх необходимого количества. Она равна сумме прибыли, которая могла быть получена в случае размещения этих средств, например, на депозите в банке.

Сумма $C^t_{\text{с}_i}$ расходов на содержание сбытовых запасов определяется по формуле № 5.

С учетом сказанного задача оптимизации управления сбытовыми запасами может быть сформулирована в виде формулы № 6.

Ограниченность возможностей оптимизации периода IT оборота сбытового запаса наблюдается в следующих двух случаях: при введении первого из ограничений на возникновение дефицита: если снять это ограничение, уровень сбытового запаса I^t_i и период IT_i будут принимать как положительные, так и отрицательные значения и при введении второго ограничения на минимально и максимально возможный период оборота сбытового запаса. Причем ограничение на $IT_{i\min}$ может быть связано с отсутствием достаточной гибкости производства: объем пополнения i-го вида запаса готовой продукции не может быть меньше ее минимальной производимой партии. Соответственно, плановый период оборота $IT_{i\text{п}}$ i-го вида сбытового запаса не должен быть меньше периода оборота минимально возможной партии производимой продукции (формула № 7).

Чтобы своевременно отгрузить продукцию, сбытовой запас не должен быть меньше вместимости одного транспортного средства. Поэтому на период $IT_{i\text{п}}$ оборота сбытового запаса накладывается ограничение, математически выраженное в виде формулы № 8. Но следует иметь в виду, что это ограничение имеет смысл только в том случае, когда одним транспортным средством отгружается один вид продукции.

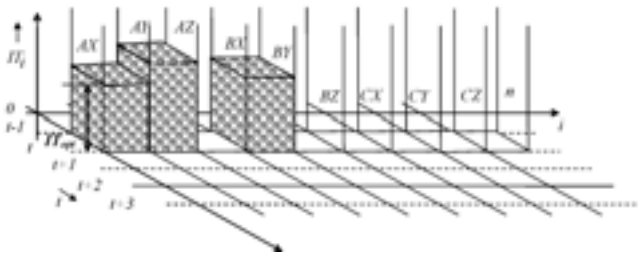
Ограничение на $IT_{i\text{п}}$, связанное с ограниченностью финансовых средств, направленных на формирование сбытового запаса, состоит в том, что остаток сбытового запаса не должен превышать установленного лимита (формула № 9). Тогда остаток готовой продукции не должен быть больше и вместимости складов (формула № 10).

При учете двух и более ограничений для определения максимальной ($IT_{i\max}$) и минимальной ($IT_{i\min}$) границ в качестве максимальной принимается наименьшая из максимальных, а для минимальной — наоборот, наибольшая из минимальных для этих ограничений. Когда же максимальный период оборота меньше минимального, то и максимальным, и минимальным периодом считается минимальный.

Формулы № 6—10 представляют собой экономико-математическую модель минимизации затрат предприятия, влияющих на управление сбытовыми запасами при ограничениях на недопустимость возникновения дефицита, минимально и максимально допустимые периоды оборота запаса. Однако на практике может случиться (и часто случается), что некоторые ограничения могут быть исключены или изменены, а сама модель построена и реализована на конкретном предприятии для одной или нескольких групп продукции. Кроме того, возможны варианты ограничений для различных групп.

Данная модель управления сбытовыми запасами осуществляется с помощью практически любого стандартного программного продукта следующим образом.

Определяется оптимальный ($IT_i^{\text{опт}}$) период оборота, и его значение сравнивается с фактическим ($IT_i^{\text{факт}}$) в период времени t, т. е. рассчитывается разница Δi между ними (формула № 11). И очевидно, что идеальным следует считать случай, когда $\Delta_i = 0$. Поэтому руководство должно добиваться, чтобы $\Delta_i \to 0$. Причем путей здесь много: корректирование минимального и максимального периодов оборота сбытовых запасов, величины денежных средств, направленных на их формирование, и др. Затем расчеты повторяются, и в итоге



определяется оптимальный ($IT_{опт}$) период оборота сбытового запаса по каждому виду продукции в зависимости от принадлежности к группам ABC—XYZ-матрицы, несоответствие которой есть сигнал о возможном появлении сбоев в системе управления сбытовыми запасами.

Пример оптимальных $IT_{опт}$ периодов оборота сбытовых запасов в некотором отдельно взятом временном периоде t в разрезе групп, полученных с помощью ABC—XYZ-анализа, приведен на рисунке. В комментариях он, думается, не нуждается.

Располагая рассмотренной выше экономико-математической моделью, можно перейти к динамической модели согласования производства и реализации продукции при оптимальной величине сбытовых запасов.

Пусть имеется последовательность периодов планирования T_1, T_2, ..., T_n. Разобьем каждый из них на временные периоды t. (Необходимость такой разбивки связана с тем, что заявки, поступающие от потребителей, изменяются в общем случае произвольно, а производство, за исключением редких случаев, дискретно.) Тогда остатки I_i^t на складе к концу периода t представляют собой разницу между суммой запаса I_i^{t-1} на складах в периоде $t-1$ и произведенной продукцией (x_i^t) и реализованной в период t продукцией (формула № 12).

При этом объем производства на период t задается так, чтобы по необходимости возместить выбывшие со склада товары в период $t-1$ и скорректировать величину запаса, ликвидируя тем самым вероятность возникновения дефицита по i-му виду продукции (формула № 13).

Корректирование запланированного на период t размера x^t производства и запаса I_i^t готовой продукции на складе для определенной группы продукции осуществляется еще до окончания этого периода. Делается это по формулам № 14 и 15 соответственно.

Остаток I_i^t запаса на складе на конец периода t определяет или по формуле № 12, или по формуле № 16.

Используя рассматриваемую модель, можно за несколько расчетных шагов выйти на оптимальное и управляемое регулирование движения материального потока в процессе реализации продукции. Преимуществом такого механизма согласования производства и реализации продукции является его последовательная и нацеленная реализация от периода к периоду, учитывающая изменение заявок потребителей.

Литература

1. Смехов А.А. Введение в логистику / А.А. Смехов. — М.: Транспорт, 1993. — 110 с.
2. Смехов А.А. Основы транспортной логистики: [Учеб. для вузов ж.-д. трансп.] / А.А. Смехов — М.: Транспорт, 1995. — 196 с.
3. Дудорин В.И. Моделирование в задачах управления производством / В.И. Дудорин (ГУУ) — М.: Статистика, 1980. — 232 с.
4. Волгин В.В. Склад: Практическое пособие. — М.: Издательский дом «Дашков и К», 2001. — 315 с.
5. Стерлигова А.Н. Классификация номенклатуры запасов как интеграционный инструмент управления логистической системой организации // Актуальные задачи и тенденции развития логистики на Юге России: Сб. материалов международной научно-практической конференции, Ростов: РИНХ, ЮРАЛ, 2003. — С. 10.
6. Стерлигова А.Н. Управление запасами широкой номенклатуры: с чего начать? // Логинфо. 2003. № 12. — С. 50—55.
7. Бодряков Р. ABC и XYZ: составление и анализ итоговой матрицы // Логистик & система. 2005. № 5. http://rombcons.valuehost.ru/logistik2.htm
8. Логистика: учеб. пособие / Под ред. Б.А. Аникина, Т.А. Родкиной. М.: ТК Велби, Изд-во Проспект, 2007. — 408 с.

УДК 629.067(083.74)

Нормирование требований к безопасности конструкции автомобильной техники при ее последующей утилизации

Кандидаты техн. наук Б.В. КИСУЛЕНКО и А.С. ТЕРЕНЧЕНКО, доктора техн. наук В.Ф. КУТЕНЕВ и А.В. КОЗЛОВ

НАМИ (8.495. 456-30-81)

Статья посвящена проблеме утилизации автотранспортных средств в части нормирования требований к безопасности конструкции автомобильной техники при ее последующей утилизации. Представлен перечень технических требований, которым должны соответствовать автомобиль и перерабатывающие предприятия, осуществляющие их сбор и утилизацию.

Ключевые слова: *автотранспортные средства, утилизация, рециклирование, регенерация энергии, нормирование требований, безопасность конструкции.*

Kisulenko B.V., Terenchenko A.S., Kutenev V.F. Kozlov A.V.

DETERMINATION OF REQUIREMENTS TO VEHICLES DESIGN SAFETY FOR ITS SUBSEQUENT RECYCLING

Article is devoted a problem of vehicles recycling regarding on requirements to vehicle design safety for its subsequent recycling. The technical requirements to vehicle design and recycling enterprises is presented.

Keywords: *vehicles, recycling, recovery, energy regeneration, determination of requirements, design safety.*

Автотранспортные средства, вышедшие из эксплуатации, — отходы, которые из-за большого их количества, огромной массы и наличия в них токсичных веществ представляют значительную угрозу для окружающей среды, оказывают длительное негативное воздействие на здоровье людей. В России это более 800 тыс. т черных и 95 тыс. т цветных металлов, 30 тыс. т нефтепродуктов и технических жидкостей, 520 тыс. т пластмассовых, резинотехнических материалов и стекла. Кроме того, ежегодно при эксплуатации

автомобильного парка тоже в виде отходов в окружающую среду попадают 100 тыс. т масел, 25 тыс. т этиленгликоля, 38 тыс. т свинца, 6 тыс. т аккумуляторного электролита, 200 тыс. т шин и других компонентов, содержащих шестивалентный хром, кадмий и др.

Все перечисленное доказывает, что у нас в стране необходимы четкие требования, обеспечивающие безопасную утилизацию автомобильной техники и отходов, связанных с ее работой. Причем требования, обязательные для выполнения уже на стадии проектирования и последующего производства, а также регламентирующие собственно процессы утилизации.

Юридические основания для этого есть. Согласно закону «О техническом регулировании» требования безопасности к продукции и связанными с ними процессами должны устанавливаться техническими регламентами. Причем совершенно очевидно, что будущий регламент «О требованиях к колесным транспортным средствам по обеспечению их безопасной утилизации» должен быть максимально гармонизирован с международными требованиями в данной сфере, т. е. учитывать накопленный к настоящему времени мировой опыт. И прежде всего — опыт наиболее развитой системы законодательства по утилизации транспортных средств, вышедших из эксплуатации, которая действует в Европейском Союзе. В частности, основные положения таких нормативных документов ЕС, как Директива 2000/53/ЕС «О транспортных средствах, вышедших из эксплуатации»; Директива 2000/64/ЕС «Об одобрении типа транспортных средств в отношении повторного использования, рециклирования и регенерации энергии и поправках к Директиве 70/156/ЕЕС»; решение комиссии 2002/151/ЕС «О минимальных требованиях к сертификату на утилизацию в соответствии со статьей 5(3) Директивы 2000/53/ЕС «О транспортных средствах, вышедших из эксплуатации»; решение комиссии 2003/138/ЕС «Установление стандартов на маркировку материалов и компонентов транспортных средств в соответствии с Директивой 2000/53/ЕС «О транспортных средствах, вышедших из эксплуатации» и др.

Технический регламент, о котором идет речь, сейчас находится в стадии разработки. Согласно ему к объектам технического регулирования относятся колесные транспортные средства (легковые автомобили, автобусы, грузовые автомобили, а также изготовленные на их базе другие колесные транспортные средства, в том числе и специальные); процессы сбора и хранения, подготовки к утилизации, разборки и утилизации колесных транспортных средств, вышедших из эксплуатации, и их составных частей. Субъектами же, на которые распространяется его действие, являются производители колесных АТС и их компонентов.

В регламент будет включен ряд требований и норм, выполнение которых гарантирует безопасность утилизации колесных АТС и их составных частей после выхода из эксплуатации. Рассмотрим их.

Требования к степени повторного использования узлов, рециклированию материалов и регенерации энергии. В соответствии с ними узлы, агрегаты и детали, пригодные для восстановления, разрешается восстанавливать и использовать повторно, а материалы (главным образом, металлы и пластмассы) — рециклировать; горючие материалы, не пригодные для рециклирования, могут применяться для регенерации (тепловой и/или электрической) энергии.

В мировой практике полноту утилизации АТС оценивают двумя параметрами: степенью повторного использования узлов и рециклирования материалов, а также степенью повторного использования узлов, рециклирования материалов и регенерации энергии (все в процентах от массы АТС). Такой подход вполне логичен, а главное, всем понятен, в связи с чем он будет применен и в российском техническом регламенте. При этом предполагается, что степень повторного использования узлов и рециклирования материалов вновь выпускаемых АТС должна составлять не менее 80 % их массы, а степень повторного использования узлов, рециклирования материалов и регенерации энергии — не менее 85 %.

Требования к ограничению использования опасных материалов в конструкции колесных АТС будут сводиться к следующему.

Материалы и компоненты колесных АТС не должны иметь в своем составе свинца, ртути, кадмия или шестивалентного хрома. Исключение — четыре следующих случая: свинец в составе сплава (сталь с его содержанием до 0,35 % по массе; алюминий с содержанием свинца до 0,04 %; алюминий для изготовления колесных дисков, деталей двигателя и рычагов стеклоподъемного механизма с содержанием свинца до 4 %; сплавы меди с его содержанием до 4 % (корпуса и втулки подшипников из свинца или бронзы); свинец и соединения свинца в компонентах (аккумуляторы, внутренние покрытия топливных баков, демпферы, вулканизируемые материалы для топливных шлангов и шлангов высокого давления, вещества-стабилизаторы в защитных красках, припой на электронных печатных платах и др.); шестивалентный хром (антикоррозийные покрытия различных ответственных узлов и агрегатов (максимум до 2 г на одно АТС); ртуть (лампы и циферблаты приборной панели).

Требования к маркировке деталей колесных АТС. Все пластмассовые детали и компоненты массой более 100 г должны иметь маркировку в соответствии со стандартами ИСО 1043-1, 1043-2 и 11469; все эластомерные (резиновые) детали и компоненты массой более 200 г, за исключением шин, — маркировку в соответствии со стандартом ИСО 1629.

Требования к предоставлению руководств по безопасной утилизации колесных АТС. Производители колесных АТС обязаны предоставлять предприятиям по утилизации информацию о порядке демонтажа узлов и деталей АТС не позже чем через шесть месяцев с момента появления этих АТС на рынке. Данная информация должна идентифицировать различные детали, материалы и их местоположения в АТС — с тем, чтобы создать условия для их безопасной утилизации.

Требования к обеспечению безопасности процессов сбора и хранения колесных АТС, вышедших из эксплуатации, и их составных частей. Сбор и хранение колесных АТС, вышедших из эксплуатации, и их составных частей должны осуществляться на специально оборудованных площадках, отвечающих следующим условиям: каждая из них должна иметь бетонированное покрытие, систему отвода и сбора ливневых вод, а по периметру — отбортовку, позволяющую гарантированно отводить эти воды в систему ливневой канализации; быть оснащенной средствами предотвращения утечки жидкостей, отстойниками и специальными установками для обезжиривания стоков; в процессе хранения АТС не должны быть сложены друг на друга, лежать на боку или на крыше: их складирование и хранение необходимо организовать так, чтобы исключить повреждения компонентов, содержащих технические жидкости, стекла и т. п. материалы.

Требования к обеспечению безопасности процессов подготовки к утилизации, разборки и утилизации колесных АТС, вышедших из эксплуатации, и их составных частей. Подготовка к утилизации, разборка и переработка АТС должны осуществляться на площадках, требования к которым аналогичны требованиям к площадкам для сбора и хранения АТС; технические жидкости, слитые с АТС (топливо, моторные и др. масла, гидро- и охлаждающие жидкости), следует хранить в специальных подземных и надземных емкостях, расположенных в производственных помещениях или вне их. Причем обязательно — раздельно. Твердые отходы — в контейнерах; аккумуляторные батареи, масляные и иные фильтры — в специальных контейнерах.

В процесс подготовки АТС к утилизации входят: снятие аккумуляторов и емкостей со сжиженным газом; удаление или нейтрализация взрывоопасных компонентов (в частности, подушек безопасности); раздельный слив и хранение жидкостей, которые содержатся в транспортных средствах, вышедших из эксплуатации, если это не будет препятствовать последующему восстановлению узлов и агрегатов; снятие (насколько это возможно) всех компонентов, имеющих в своем составе ртуть и другие экологически опасные материалы и соответственно промаркированных либо указанных в руководстве по демонтажу как подлежащие демонтажу на стадии подготовки к утилизации.

Процесс утилизации АТС, вышедших из эксплуатации, при подготовке материалов для рециклирования должен предусматривать демонтаж каталитических нейтрализаторов и сажевых фильтров; снятие металлических деталей, содержащих медь, алюминий и магний, если данные металлы не могут быть отделены на стадии дробления материалов; демонтаж шин и габаритных узлов и деталей из пластмассы (бамперов, приборной панели, емкостей для жидкостей и т. д.), если эти материалы не могут быть отделены на стадии дробления, а также из стекла.

Перечисленные требования подлежат 100%-му исполнению. Возможность их выполнения должна быть подтверждена в форме обязательной сертификации при начале производства нового типа АТС в соответствии с методикой стандарта ИСО 22628:2002. При этом орган сертификации проверяет предоставленную информацию и корректность декларируемых степеней повторного использования узлов, рециклирования материалов и регенерации энергии. В процессе сертификации, при необходимости, АТС может быть подвергнуто разборке и контролю массы используемых компонентов, материалов, из которых они изготовлены, и контролю возможности разделения материалов в процессе утилизации.

Разработанная структура технического регламента «О требованиях к колесным транспортным средствам по обеспечению их безопасной утилизации», безусловно, будет способствовать экологической безопасности автомобильной техники на стадии выхода из обращения и вывода ее на уровень аналогичной продукции стран с высокоразвитой автомобильной промышленностью.

ВНИМАНИЕ!

По техническим причинам прежний адрес электронной почты редакции журнала «Автомобильная промышленность» не функционирует.

Пользуйтесь адресом: avtoprom@aport.ru
и телефонной связью

УДК 629.114.42

Карьерный самосвал БелАЗ-75600

А.Н. ЕГОРОВ, А.С. ЗУЕНОК

БелАЗ (01475. 3-34-78)

Приведены основные технические характеристики карьерного самосвала нового поколения — БелАЗ-75600 грузоподъемностью 320 т, опытный образец которого выпущен на Белорусском автомобильном заводе и успешно прошел испытания в Кузбассе.

Ключевые слова: *БелАЗ, карьерный самосвал.*

Egorov A.N., Zuenok A.S.

DUMP TRUCK BELAZ-75600

Provides description of the main technical characteristics of the new generation dump truck BELAZ-75600 with payload capacity of 320 metric tons the prototype of which was manufactured by RUPE «Belarusian Autoworks» (BELAZ) and successfully passed testing in Kuznetsk Basin (Kuzbas).

Keywords: *BELAZ, dump truck*

Чтобы быть конкурентоспособным и иметь возможность удовлетворить любой потребительский заказ, предприятие должно не только наращивать объем выпускаемой продукции, но и совершенствовать ее, разрабатывать новые конкурентоспособные модели, заполняя новинками все доступные ниши на мировом рынке. И БелАЗ с этой точки зрения, естественно, не исключение. Поэтому и занимается модернизацией и созданием принципиально новых моделей карьерной техники. Пример тому — новый самосвал БелАЗ-75600 (рис. 1). Модель, которая в классе особо большой (300—360 т) грузоподъемности, безусловно, занимает видное место.

Грузоподъемность самосвала — 320 т. Он — первый представитель белорусских карьерных самосвалов в данном классе грузоподъемности. Классическая (4×2) колесная формула в сочетании с направляющим аппаратом подвески, короткой базой и электромеханической трансмиссией, работающей на переменном токе, обеспечивают ему высокую плавность хода, маневренность и хорошие тягово-динамические качества. Принятая схема направляющего аппарата подвески снижает в ней силу сухого трения, по сравнению со схемами самосвалов-аналогов, в 2—4 раза, минимизируя динамическую нагруженность оператора (водителя) и несущих узлов всей конструкции. Хорошие у него и другие параметры, о чем свидетельствуют некоторые его технические характеристики, приведенные ниже.

Рис. 1

Грузоподъемность, т	320
Двигатель:	
модель	QSK78-C
номинальная мощность, кВт (л.с.) при 1900 об/мин	1610 (3500)
максимальный крутящий момент, Н · м при 1500 мин$^{-1}$	13771
удельный расход топлива при номинальной мощности, г/кВт · ч (л.с. · ч)	201 (147,8)
Тяговый генератор:	
модель	KATO
мощность, кВт	2536
Тяговый двигатель:	
модель	«Сименс»
мощность, кВт	1200
Объем кузова:	
без «шапки»	139
с «шапкой 2 : 1»	199
Радиус поворота, м	17,2
Масса, т:	
снаряженная	240 (комплектация без дополнительных систем)
полная	560
Максимальная скорость, км/ч	64

И это не случайность: в конструкции БелАЗ-75600 использованы комплектующие узлы и агрегаты ведущих мировых производителей.

Так, дизель QSK78-C с электронным управлением и центральной отключаемой крыльчаткой системы охлаждения зарекомендовал себя тем, что обеспечивает высокую удельную мощность и, соответственно, скорость самосвала на подъеме, а также высокую топливную экономичность. Он оборудован пневмостартерным пуском, сухими трехступенчатыми воздушными фильтрами с автоматическим удалением пыли и индикатором засоренности. Система охлаждения позволяет эксплуатировать его в самых различных климатических условиях, а система смазки с полнопоточной фильтрацией масла обеспечивает смазывание и охлаждение трущихся деталей на всех режимах работы. Топливный бак самосвала гарантирует работу без дозаправки в течение 16 ч, имеет клапан быстрой заправки.

Но самый привлекательный для потребителя элемент конструкции — электромеханическая трансмиссия переменного тока (изготовляется фирмой «Сименс»), включающая тяговый генератор, два тяговых электродвигателя, тормозные резисторы, пускорегулирующую аппаратуру и приборы контроля. Она — принципиально новое решение, позволившее отказаться от щеток, коллектора и других узлов, требующих

частого обслуживания. Кроме того, в ней значительно меньше контакторов, чем у электротрансмиссий, работающих на постоянном токе. Меньше и число обслуживаемых узлов. А главное — из-за высоконадежных компонентов она обеспечивает беспрецедентное снижение стоимости эксплуатации.

Но автозавод не отказался в данном случае и от хорошо зарекомендовавших себя ранее принятых решений. Например, редуктор мотор-колеса самосвала выполнен по классической белазовской схеме. Однако при этом максимально использовано пространство внутри обода колеса, что позволило вынести второй его ряд наружу и таким образом уменьшить нагрузки на подшипники за счет равномерного их распределения, а также уменьшить диаметр уплотнительных манжет, в результате чего снижается себестоимость и увеличивается ресурс этого узла.

Гидросистема привода рулевого управления, тормозов и опрокидывающего механизма — объединенная, что позволило упростить и унифицировать гидропривод, применить сдвоенный (в одном корпусе) насос (фирмы «Бош—Рексрот»). Приводится сдвоенный насос от выходного фланца тягового генератора, причем без дополнительного редуктора, что уменьшило непроизводительные потери мощности и исключило из конструкции радиатор охлаждения гидропривода и одновременно обеспечило ресурс насоса (с учетом внедренной дополнительной системы фильтрации масла), равный 25—30 тыс. мото-ч.

Рулевое управление — гидрообъемное, двухконтурное, с усилителем потока мощности и приводом от насоса переменной подачи. Аварийный его привод — пневмогидроаккумуляторный, подключен к рабочей системе и автоматически обеспечивает подачу масла в случае недостатка или отсутствия потока рабочей жидкости в ней.

Тормозные системы (рабочая, вспомогательная и запасная) самосвала полностью соответствуют международным нормам и требованиям (стандарт ИСО 3450) по безопасности. При этом рабочая система — с гидравлическим приводом, двухконтурная, т. е. с раздельным приводом передних и задних тормозов. Стояночная тормозная система тоже имеет гидравлический привод и действует на колеса заднего моста. И поскольку площадь фрикционных накладок у самосвала довольно развита, то эту систему можно использовать и как стояночную, и в аварийных ситуациях.

Вспомогательный тормоз — электродинамический, режим торможения тяговыми электродвигателями, работающими в генераторном режиме с отводом теплоты через универсальные вентилируемые тормозные резисторы.

В качестве запасного (аварийного) тормоза используется стояночный и исправный контуры рабочей тормозной системы.

Шины — бескамерные, радиальной конструкции, с посадочным диаметром 63″. Рисунок их протектора — карьерный типа Е-4, что позволяет самосвалу работать по каменистому грунту: они стойки к порезам.

Рама самосвала (рис. 2) спроектирована с учетом результатов прочностных и динамических расчетов в системе компьютерного моделирования на основе программ ADAMS, ANSYS и изготовлена из высокопрочной легированной стали, в местах наибольших нагружений в ней применены литые элементы из легированной стали.

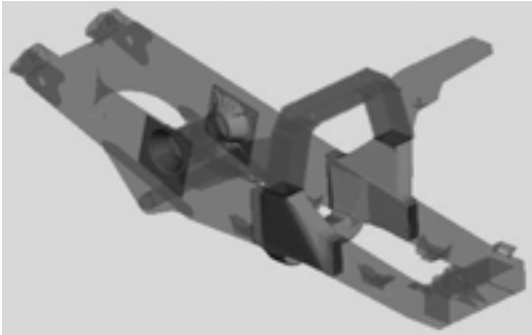


Рис. 2

Система управления и самодиагностирования в сочетании с электронной системой «Квантум» управления двигателем и системой ТЭП («Сименс») обеспечивает автоматическое управление, контроль параметров, защиту и диагностирование неисправностей с выводом на дисплей их кодов, значительно сокращая затраты времени на ТО и ТР.

БелАЗ-75600 имеет оптимальные параметры по устойчивости и погрузочной высоте. Кузов — с традиционным защитным козырьком, системой безопасности, подогревом отработавшими газами, соответствующей ИСО 3449, и плоским днищем, оптимален в эксплуатации с грузами повышенной вязкости и в холодных условиях при намерзании груза.

В базовую комплектацию самосвала включены также автоматические системы комбинированного пожаротушения, контроля загрузки и топлива, бокового и заднего видеообзора, централизованная система смазки, телеметрическая система контроля давления в шинах, предпусковой подогреватель топлива и охлаждающей жидкости. Причем все они полностью соответствуют международным требованиям. Например, система пожаротушения с автоматическим включением способна потушить возгорания классов А, В, С в двигательном отсеке, а также электрооборудования, находящегося под напряжением до 1000 В. В картере заднего моста для защиты тяговых электродвигателей предусмотрена независимая порошковая линия с автоматическим включением. Централизованная система смазки фирмы «Линкольн» обеспечивает смазывание узлов трения подвески, рулевого управления, опор цилиндров опрокидывающего механизма и платформы, втулок шкворней.

Предусмотрены на самосвале и дополнительные, как принято говорить, опции. Это кондиционер, система очистки воздуха в кабине, дополнительный отопитель в ней, электрообогреваемые зеркала, устройство сигнализации приближения к высоковольтной линии электропередач, магнитола.

К настоящему времени БеЛАЗ-75600 успешно прошел приемочные испытания в условиях эксплуатации (в ОАО «УК Кузбассразрезуголь»). Они доказали, что использование нового самосвала позволяет увеличить производительность на 35—40 % и заметно снизить себестоимость транспортных работ.

УДК 621.431.74.068.4

Аналитический способ задания универсальных характеристик ДВС

Д-р техн. наук Л.И. КОВАЛЬЧУК, И.Л. АЛЕКСЕЕВ
Балтийская ГАРФ (8.4012. 92-50-03)

Предлагаемый способ задания универсальных характеристик двигателей внутреннего сгорания позволяет описать закономерности изменения параметров в поле длительных режимов работы двигателя количественными структурами. При этом появляется возможность определять значения параметров в поле длительных режимов, не прибегая к интерполяции.
Ключевые слова: *универсальная характеристика, аналитический способ задания, алгоритм расчета, уравнение универсальной характеристики.*

Kovalchuk L.I., Alekseev I.L.
ANALYTICAL WAYS OF THE RASK OF UNIVERSAL CHARACTERISTICS OF ENGINES OF INTERNAL COMBUSTION

The offered way of the task of universal characteristics of engines of internal combustion allows describing laws of change of parameters in a field of long power setting by quantitative structures. Thus there is an opportunity to define value of parameters in a field of long modes, not resorting to interpolation.
Keywords: *the universal characteristic, analytical way of the task, algorithm of calculation, the equation of the universal characteristic.*

Универсальные характеристики используют при анализе закономерностей изменения различных (энергетических, экономических, механических потерь, токсичности отработавших газов и др.) показателей работы ДВС. Чтобы их получить, необходимы нагрузочные или скоростные характеристики двигателей, изображенные либо в виде графиков, либо в виде таблиц. Эти способы дают ступенчатые значения изменения параметров. Из-за чего в случаях, когда нужны промежуточные значения последних, их определяют интерполяцией. Что не всегда приемлемо, в связи с чем авторы разработали третий способ, который позволяет количественно описать закономерности изменения параметров ДВС в поле длительных режимов его работы, а значит, не прибегая к интерполяции. При этом под полем режимов длительной работы двигателя понимается часть координатной плоскости «эффективная мощность N_e — частота вращения коленчатого вала n», ограниченная слева и справа вертикалями $n_{\min} = \text{const}$ и $n_{\text{ном}} = \text{const}$; сверху — внешней скоростной характеристикой номинальной мощности или ограничительной характеристикой по тепловой и механической напряженности, а снизу — нижней ограничительной характеристикой или координатной осью n.

Очевидно, что названное поле включает всю совокупность режимов, характеризующих способность двигателя вырабатывать механическую энергию, а положение границ данного поля определяется только свойствами конкретного двигателя и не зависит от свойств потребителя энергии, т. е. оно обладает свойс-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$f(a_1, a_2, a_3, ..., a_n; x_1, x_2, x_3, ..., x_n) = C_0$	a_i — определяющие параметры (независимые переменные); x_i — определяемые параметры (зависимые переменные)
2	$x_1 + x_2\bar{a}_1 + x_3\bar{a}_2 = 0$	$\bar{a}_i$ — нормированные значения определяющих параметров полином первого порядка
3	$x_1 + x_2\bar{a}_1 + x_3\bar{a}_1^2 + x_4\bar{a}_2 = 0$	Полином второго порядка
4	$\bar{a}_1 = \frac{a_1}{a_{1_н}}; \bar{a}_2 = \frac{a_2}{a_{2_н}}; \bar{a}_3 = \frac{a_3}{a_{3_н}}; ...; \bar{a}_n = \frac{a_n}{a_{n_н}}$	Нормирование текущих значений параметров
5	$\bar{N}_e = -0{,}5301\,\bar{G}_т^2 + 1{,}8212\,\bar{G}_т - 0{,}2856;$ $\bar{N}_e = -0{,}5331\,\bar{G}_т^2 + 1{,}7946\,\bar{G}_т - 0{,}2477;$ $\bar{N}_e = -0{,}5833\,\bar{G}_т^2 + 1{,}7774\,\bar{G}_т - 0{,}2002;$ $\bar{N}_e = -0{,}6409\,\bar{G}_т^2 + 1{,}7521\,\bar{G}_т - 0{,}1655;$ $\bar{N}_e = -0{,}5734\,\bar{G}_т^2 + 1{,}5774\,\bar{G}_т - 0{,}1002;$ $\bar{N}_e = -0{,}7479\,\bar{G}_т^2 + 1{,}5885\,\bar{G}_т - 0{,}0803$	Система полиномов второго порядка
6	$\bar{N}_e = X_1(\bar{n})\,\bar{G}_т^2 + X_2(\bar{n})\,\bar{G}_т + X_3$	$X_1(\bar{n})$, $X_2(\bar{n})$, $X_3(\bar{n})$, аппроксимируются полиномами четвертого порядка
7	$X_1(\bar{n}) = -103{,}08\,\bar{n}^4 + 320{,}31\,\bar{n}^3 - 367{,}54\,\bar{n}^2 + 184{,}7\,\bar{n} - 34{,}923;$ $X_2(\bar{n}) = 89{,}082\,\bar{n}^4 - 276{,}37\,\bar{n}^3 - 315{,}09\,\bar{n}^2 - 155{,}66\,\bar{n} + 29{,}682;$ $X_3(\bar{n}) = -14{,}454\,\bar{n}^4 + 45{,}682\,\bar{n}^3 - 53{,}203\,\bar{n}^2 + 26{,}563\,\bar{n} - 4{,}873$	Система полиномов четвертого порядка
8	$\bar{N}_e = (-103{,}08\,\bar{n}^4 + 320{,}31\,\bar{n}^3 - 367{,}54\,\bar{n}^2 + 184{,}7\,\bar{n} - 34{,}923)\,\bar{G}_т^2 +$ $+ (89{,}082\,\bar{n}^4 - 276{,}37\,\bar{n}^3 + 315{,}09\,\bar{n}^2 - 155{,}66\,\bar{n} + 29{,}682)\,\bar{G}_т +$ $+ (-14{,}454\,\bar{n}^4 + 45{,}682\,\bar{n}^3 - 53{,}203\,\bar{n}^2 + 26{,}563\,\bar{n} - 4{,}873)$	Уравнение поверхности $\bar{N}_e = f(\bar{G}_т)$

твом инвариантности относительно характеристик потребителя.

Допустим, что в таком поле контролируются параметры a_1, a_2, a_3, ..., a_n рабочих процессов, протекающих в двигателе. Построим такую комбинацию этих параметров, которая во всех точках поля давала бы постоянное (C_0) числовое значение функции $f(a_i, x_i)$ (формула № 1 в таблице).

Поскольку речь идет о задании некоторой поверхности, то левую часть уравнения можно трактовать как сумму произвольных операторов, отражающих влияние отдельных факторов, которые проявляются во взаимодействии как некоторый постоянный физический эффект. Следовательно, в каждом конкретном случае решение задачи сводится к получению явного вида уравнения данного типа, которое устанавливает взаимосвязь между определяющими параметрами по всей совокупности исходных данных.

Процесс построения уравнения состоит из двух этапов.

На первом из них поверхность, образованная множеством значений определяющих параметров, разбивается изопараметрическими линиями на ряд поверхностных конечных полос. Практически этот шаг реализуется посредством испытания двигателя по серии нагрузочных характеристик. На их основе и строится «каркас» поверхности, каждая линия которой соответствует условию n = const. Анализ результатов таких испытаний показывает, что множество значений определяющих параметров, характеризующих протекание рабочих процессов в двигателе, образуют в основном поверхности двух типов: линейчатую, которую можно рассматривать как результат плоскопараллельного смещения отрезка прямой линии, и ту, которую можно рассматривать как результат такого же смещения отрезка монотонной кривой. Поэтому взаимосвязь между определяющими параметрами по изопараметрическим линиям поверхности первого типа в явном виде задается полиномом первого порядка (формула № 2), а поверхности второго типа — полиномом второго порядка (формула № 3).

Входящие в формулы (2 и 3) нормированные значения параметров $\bar{a}_i$ представляют собой частное от деления текущих значений параметров a_i на их номинальные значения, т. е. $a_{i\text{н}}$ (формулы № 4). Этот прием позволяет исключить из рассмотрения вопрос о размерностях параметров и повысить устойчивость последующих вычислительных процессов, так как значения параметров характеризуются числами одного порядка.

На втором этапе построения уравнения универсальной характеристики определяют численные значения параметра x_i по изопараметрическим линиям, что позволяет выявить закономерности их изменения при переходе от одной изопараметрической линии к другой. Посредством этих закономерностей и объединяются поверхностные конечные полосы в единую поверхность.

Если исходная информация в поле длительных режимов работы двигателя задана в виде результатов его испытаний по серии нагрузочных или скоростных характеристик, то параметры x_i определяют по такому алгоритму.

1. Выполняется переход от абсолютных значений определяющих параметров a_i к относительным $\bar{a}_i$.

2. На основе графического представления результатов испытаний двигателя устанавливают наличие закономерных связей между определяющими параметрами по нагрузочным или скоростным характеристикам и выбирают явный вид зависимостей, которыми могут быть аппроксимированы эти взаимосвязи.

3. На основе явного вида аппроксимирующей зависимости и численных значений параметров $\bar{a}_i$ находят параметры x_i для каждой нагрузочной или скоростной характеристики.

4. Численные значения параметров x_i представляют графически, благодаря чему появляется возможность определить характер закономерностей их изменения при переходе от одной характеристики к другой и выбрать явный вид функций,

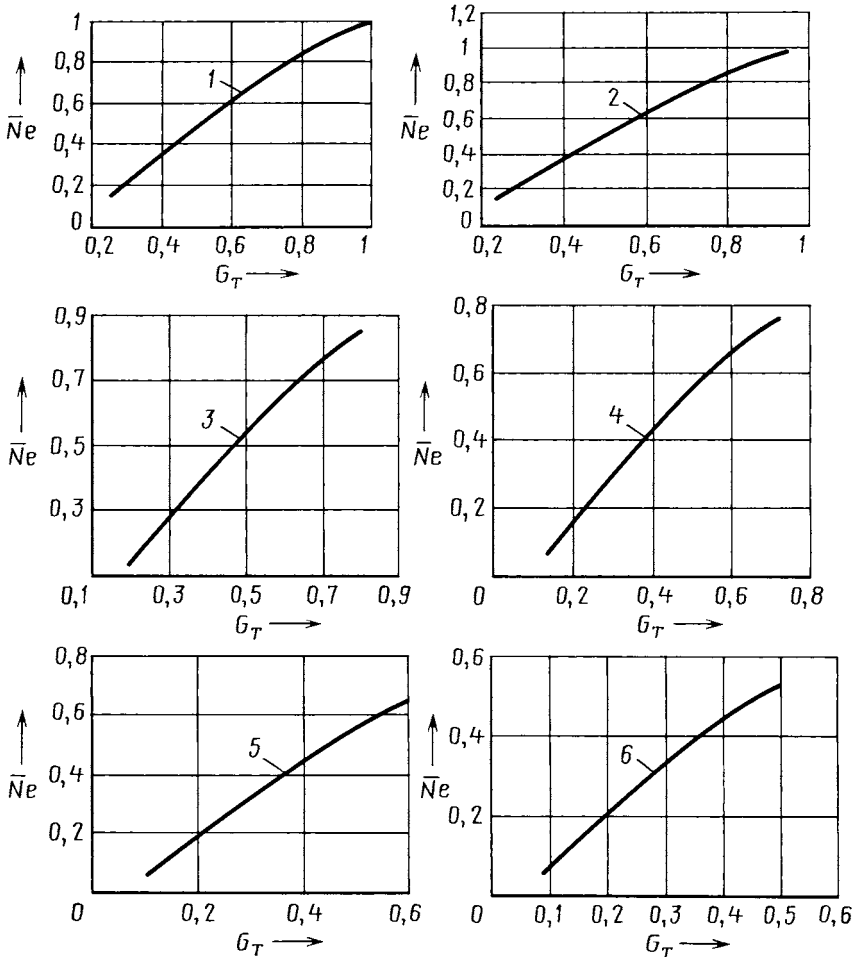


Рис. 1. Зависимости $\bar{N}_e = f(\bar{G}_т)$ при различных $\bar{n}$

которыми могут быть аппроксимированы эти закономерности.

Явный вид закономерностей изменения определяющих параметров $\bar{a}_i$ по нагрузочным или скоростным характеристикам и определяемых параметров x_i при переходе от одной характеристики к другой позволяет объединить конечные поверхностные полосы в единую поверхность, характеризующую множество численных значений определяющих параметров.

Рассмотрим численный пример построения уравнения, соответствующего формуле № 1. Для чего используем результаты испытаний двигателя 8ЧН 13/14 (ЯМЗ—238Н) по серии нагрузочных характеристик. Здесь определяющими являются три параметра: эффективная мощность N_e, часовой расход топлива $G_т$ и частота вращения коленчатого вала n. Нормированные значения этих параметров определены по соотношениям: $\bar{N}_e = \dfrac{N_e}{N_{e\text{ном}}}$; $\bar{G}_т = \dfrac{G_т}{G_{т\,\text{ном}}}$; $\bar{n} = \dfrac{n}{n_{\text{ном}}}$, при этом $N_{e\text{ном}} = 244$ кВт; $G_{т\text{ном}} = 58{,}072$ кг/ч; $n_{\text{ном}} = 2100$ мин$^{-1}$.

Численные значения параметров N_e и $G_т$ заданы для шести нагрузочных характеристик в диапазоне от $n_{\min} = 1100$ мин$^{-1}$ до $n_{\text{ном}} = 2100$ мин$^{-1}$, снятых с шагом $\Delta n = 200$ мин$^{-1}$, т. е. при $\bar{n}_1 = 1{,}0$; $\bar{n}_2 = 0{,}9047$; $\bar{n}_3 = 0{,}8095$; $\bar{n}_4 = 0{,}7146$; $\bar{n}_5 = 0{,}6190$; $\bar{n}_6 = 0{,}5238$. Эти характеристики приведены на рис. 1, и каждая из них аппроксимирована полиномом второго порядка (формулы № 5).

Из формул № 5 следует, что при переходе от одной нагрузочной характеристики к другой коэффициенты полиномов изменяются, т. е. они являются функциями $\bar{n}$ (формула № 6).

Закономерности изменения $X_1(\bar{n})$, $X_2(\bar{n})$ и $X_3(\bar{n})$ даны на рис. 2. Из него видно, что это достаточно сложные, немонотонные кривые. Для согласования расчетных значений определяющих параметров с опытными с погрешностями, не превышающими суммарных ошибок замеров

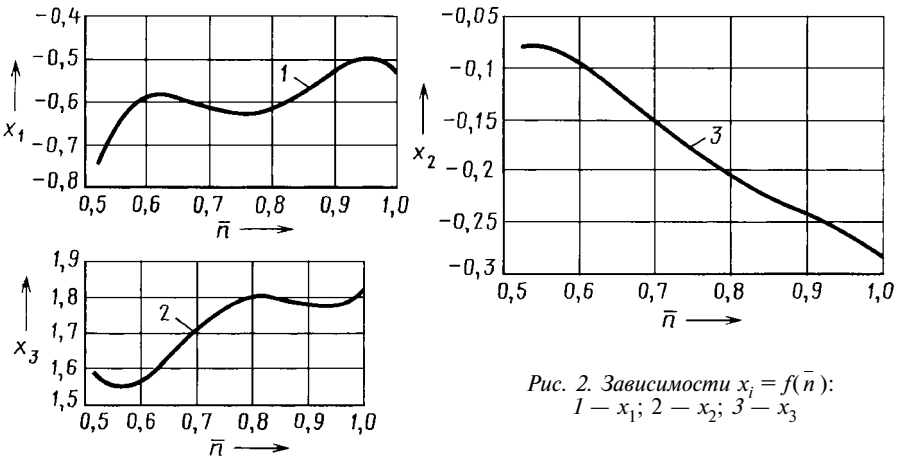


Рис. 2. Зависимости $x_i = f(\bar{n})$: 1 — x_1; 2 — x_2; 3 — x_3

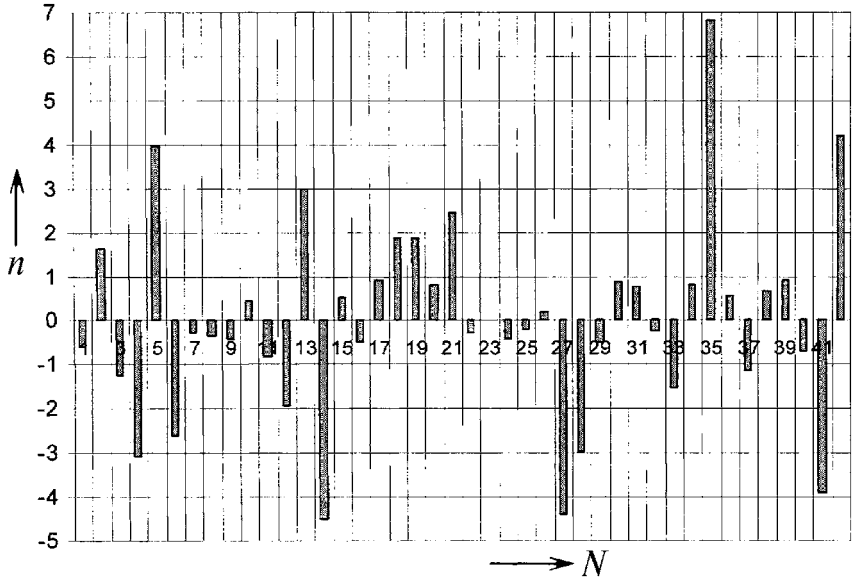


Рис. 3. Гистограмма распределения погрешностей расчета $\bar{N}_e$

этих параметров, зависимости $X_1(\bar{n})$, $X_2(\bar{n})$, $X_3(\bar{n})$ аппроксимированы полиномами четвертого порядка (формулы № 7).

После подстановки формул № 7 в формулу № 6 получим уравнение поверхности $\bar{N}_e = f(\bar{G}_т, \bar{n})$ (формула № 8), образованной плоскопараллельным смещением зависимости $\bar{N}_e = f(\bar{G}_т)$ в заданном диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала.

На рис. 3 представлена гистограмма распределения погрешностей расчета значений $\bar{N}_e$ по формуле № 8 по всему массиву исходных данных. Она подтверждает, что только в одном случае погрешность расчетов составила 6,8 %, а в остальных менее ± 5 %. Другими словами, предлагаемый способ задания универсальных характеристик ДВС позволяет воспроизводить исходные данные с погрешностями, не превышающими суммарных ошибок их измерения.

Если учесть тождественные соотношения $\bar{M}_e = \dfrac{\bar{N}_e}{\bar{n}}$; $\bar{G}_т = \bar{g}_ц \bar{n}$; $\bar{g}_e = \dfrac{\bar{G}_т}{\bar{N}_e}$, где $\bar{M}_e$, $\bar{g}_ц$, $\bar{g}_e$ — нормированные значения эффективного крутящего момента, циклового и удельного эффективного расходов топлива, то после несложных преобразований формулы № 8 перечень параметров, закономерности изменения которых по нагрузочным или скоростным характеристикам требуется определить, может быть расширен.

В заключение следует отметить, что уравнения № 8 справедливы только для того состояния двигателя, которому соответствуют исходные данные.

УДК 629.114.3:681.5

Новые компоненты автоматических систем управления движением седельных автопоездов[1]

Доктора техн. наук И.С. САЗОНОВ и В.А. КИМ,
канд. техн. наук О.В. БИЛЫК, Г.В. БОЧКАРЕВ

Белорусско-Российский университет
(10.375.222. 26-61-00)

Изложены способы получения первичной информации, которые необходимы для реализации нового алгоритма управления торможением седельного автопоезда на основе тормозных моментов на колесах и шкворне седельно-сцепного устройства автопоезда.

Ключевые слова: *источник первичной информации, алгоритм управления, тормозные моменты, шкворень, анализ сил, компоненты системы управления.*

Sazonov I.S., Kim V.A., Bilyk O.V., Bochkarev G.V.

NEW COMPONENTS OF AUTOMATIC SYSTEM OF SADDLE LORRY MOTION MANAGEMENT

Methods of getting first information, which are necessary for realization new braking management algorithm of saddle lorry on the basis of braking moments on the wheel and in coupling bolt of saddle-coupling lorry device are given.

Keywords: *first information source, management algorithm, braking moments, coupling bolt, force analyze, management system components.*

Все серийные автоматические системы управления движением автомобиля (АБС, СРС, ЕСР, ВДС и др.) основаны, как известно, на использовании его массы и кинематических параметров движения колес. И, по мнению авторов, уже достигли предела своего совершенства. Причем барьером на пути их улучшения стали как раз источники информации — кинематические параметры: сейчас практически невозможно совершенствовать базирующиеся на них алгоритмы управления.

Напрашивается вывод: нужны более высокоинформативные источники. И в качестве таких источников целесообразно использовать силовые факторы в контакте колес с опорной поверхностью (см., например, «АП», 1999, № 6). И это не только рекомендация общего, так сказать, плана.

В течение многих лет Белорусско-Российский университет совместно с ОИМ НАН Республики Беларусь, МАЗом и кафедрой «Колесные машины» МВТУ имени Н.Э. Баумана создает, исследует и испытывает образцы автоматических систем управления, основанных именно на анализе силовых факторов — сил в контакте колес с опорной поверхностью и в узлах связи между звеньями автопоездов. И особое внимание уделяется процессу торможения седельного автопоезда. Дело в том, что процесс торможения (разгона) этого АТС сопровождается не только скольжением колес относительно опорной поверхности, но и получением значительных сил взаимодействия между его звеньями, которые в определенных условиях оказывают самое негативное влияние на его устойчивость и управляемость.

Для исследования влияния данных сил создано устройство для их измерения. Причем датчики тормозных моментов и сил тоже пришлось создавать, поскольку таких датчиков рынок предложить не может.

Принципы конструктивного исполнения устройства измерения тормозного момента были в свое время опубликованы («АП», 2000, № 8). И они в настоящее время реализованы. Так, уже есть бесконтактный индукционный датчик для измерения тормозных сил в зависимости от линейного перемещения упругого элемента (элемента восприятия тормозного момента, фактически реализуемого колесом с опорной поверхностью). Его характеристика приведена на рис. 1, а функциональная схема питания — на рис. 2.

Как видим, в состав системы питания датчика *Д* входят следующие функциональные блоки: цифровой генератор синусоидального напряжения (ЦГСН); регулятор напряжения (РН); выходной каскад (ВК); датчик амплитудного напряжения (ДАН); в состав системы обработки информации — функциональный преобразователь (ФП) и нормирующий усилитель (НУ). Точность работы датчика определяется коэффициентом формы синусоидального напряжения и стабильностью его величины.

Необходимый коэффициент формы синусоидального напряжения достигается за счет ЦГСН, формирующего код для цифроаналогового преобразователя ВК. Его питание осуществляется от РН с последующим сравнением заданной величины амплитуды синусоидального сигнала и поступающего с ДАН сигнала,

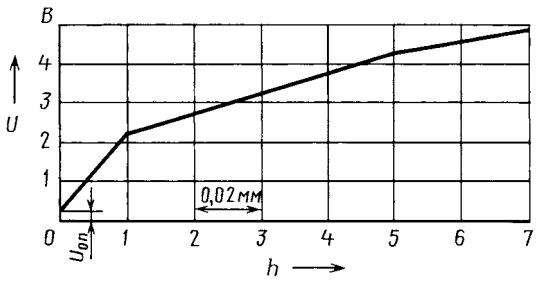


Рис. 1. Зависимость выходного напряжения индукционного бесконтактного датчика от линейного перемещения его упругого элемента

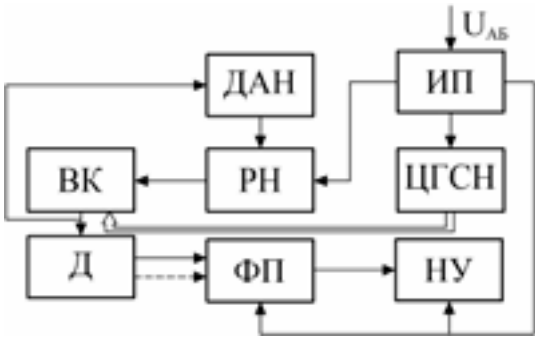


Рис. 2. Функциональная схема устройства питания датчика линейных перемещений

[1] Работы выполнены при участии докторов техн. наук А.Т. Скойбеды (Белорусский НТУ), Л.Г. Красневского (ОИМ НАН РБ), А.А. Полунгяна и Г.О. Котиева (МВТУ имени Н.Э. Баумана), канд. техн. наук Ан.М. Захарика (МАЗ).

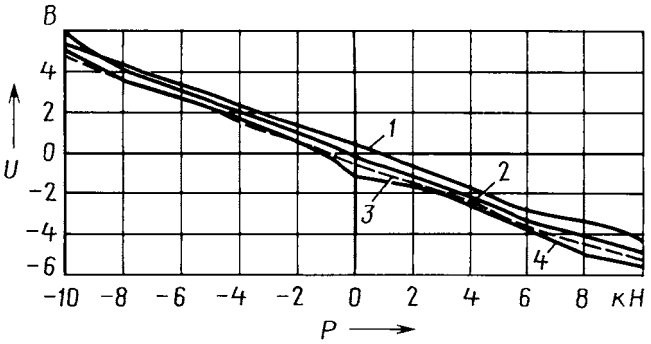


Рис. 3. Зависимость выходных напряжений датчика сил от нагрузки на шкворень седельно-сцепного устройства полуприцепа МАЗ:

1 — первый вариант испытаний; *2* — второй вариант испытаний; *3* — третий вариант испытаний; *4* — четвертый вариант испытаний

Рис. 4. Конечное положение звеньев автопоезда МАЗ при торможении на криволинейной траектории с отключенной тормозной системой полуприцепа

пропорционального амплитуде напряжения питания датчика. Разностный сигнал заданной и действительной амплитуд усиливается в РН и поступает на ВК. То есть в целом РН, ВК и ДАН представляют собой замкнутую систему стабилизации выходного напряжения.

Выходной сигнал синусоидальной формы, пропорциональный величине линейного перемещения подвижного элемента датчика, поступает на вход ФП, с помощью которого устанавливается начальный рабочий сигнал.

Но для реализации нового алгоритма управления торможением седельного автопоезда (пат. РФ № 2103191) устройства измерения тормозных моментов оказалось недостаточно. Идея повышения эффективности автоматических систем управления движением седельных автопоездов повлекла за собой создание новых источников информации — о величине сил взаимодействия между их звеньями. Снимается она с помощью датчиков сил, установленных в шкворне седельного автопоезда.

Принцип функционирования датчика измерения силы в шкворне седельного автопоезда основан на использовании эффекта магнитоупругости, который возникает в металлах, обладающих ферромагнитными свойствами. И данный принцип тоже удалось реализовать: создан датчик, характеристика которого приведена на рис. 3. Правда, чтобы его применить на автопоездах, пришлось несколько изменить конструкцию шкворня седельно-сцепного устройства — выполнить шкворень монолитно с фланцем крепления и изготовить устройство измерения сил.

Новая система установлена на седельных тягачах МАЗ. Для проверки влияния ударного воздействия со стороны полуприцепа на тягач в процессе торможения были проведены экспериментальные исследования процесса торможения автопоезда с различными начальными скоростями на мокром асфальте по криволинейной траектории радиусом 120 м. Причем испытания проводились в самом тяжелом варианте — с отключенными тормозами колес полуприцепа. В результате установлено: автопоезд, не оснащенный рассматриваемой системой, уже при начальной скорости торможения, равной 40 км/ч, складывается. Следовательно, при наличии неизбежного запаздывания срабатывания тормозов полуприцепа по отношению к тормозам тягача при высоких начальных скоростях торможения на практике может возникнуть и возникает самая опасная ситуация — складывание звеньев, при котором автопоезд становится практически неуправляемым. (Фрагмент конечного положения звеньев автопоезда при начальной скорости торможения 45 км/ч по криволинейной траектории 120 м показан на рис. 4, из которого видно, что в результате экстренного торможения только тормозами тягача на криволинейной траектории угол складывания звеньев седельного автопоезда составил около 90°.)

Это подтверждают и осциллограммы (рис. 5) изменения сил в шкворне седельно-сцепного устройства

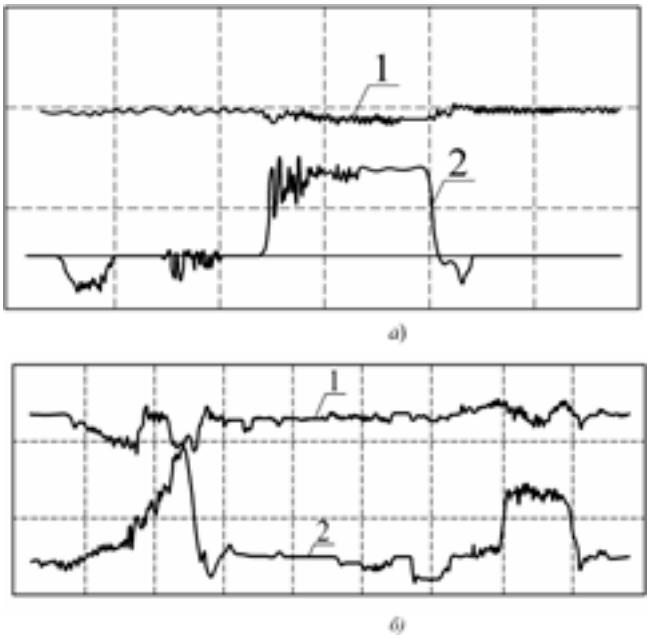


Рис. 5. Конечное положение седельного автопоезда МАЗ при торможении на прямолинейной (а) и криволинейной (б) траекториях:

1 — усилие в боковом направлении; *2* — усилие в продольном направлении

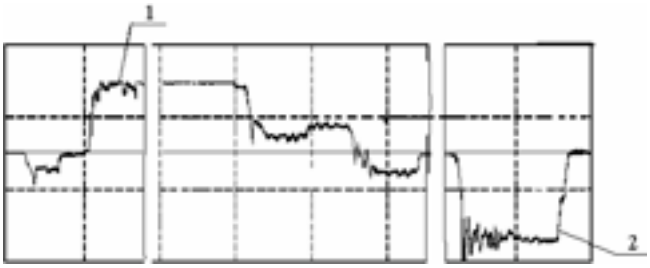


Рис. 6. Осциллограмма продольных сил в сцепке шкворня при разгоне (1) и экстренном торможении (2) автопоезда МАЗ

автопоезда при его экстренном торможении на прямолинейной траектории с отключенными тормозами полуприцепа (*а*), а также осциллограмма изменения этих сил при торможении на криволинейной траектории (*б*).

Для проверки эффективности алгоритма управления торможением седельного автопоезда МАЗ, основанного на силовом анализе (пат. РФ № 2103191), разработан электронный блок формирования сигналов управления пневмомодулятором, где в качестве исполнительного механизма АБС использован пневмомодулятор фирмы «Кнор—Бремзе», который устанавливается на полуприцепы Могилевского завода «Трансмаш».

Визуальная оценка конечного положения звеньев автопоезда при управляемом торможении показала, что складывание звеньев при экстренном торможении автопоезда на мокром асфальте наблюдалось даже при начальной скорости торможения 70 км/ч.

Для проверки возможности использования сигналов от устройства измерения сил в шкворне в системах автоматического управления тяговым режимом движения седельного автопоезда сняты осциллограммы изменения сил в шкворне в комбинированном (разгон—торможение) режиме движения автопоезда. Полученная осциллограмма — на рис. 6. Она убедительно свидетельствует о том, что системы управления движением седельных автопоездов, основанных на измерении и анализе сил в шкворне и моментов на колесах АТС, существенно повышают эффективность управления и безопасность движения.

УДК 62-82/86-52

Для повышения устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения

Кандидаты техн. наук С.В. СОЛОДЕНКОВ и К.И. ЛЮТИН,
д-р техн. наук А.С. ГОРОБЦОВ, С.С. ФОМЕНКО

Волгоградский ГТУ (8.422. 24-80-48),
Волгоградский филиал РГУ туризма и сервиса
(8.422. 24-80-48)

Предложен способ повышения устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения, предназначенной для привода генератора переменного тока от ДВС. Предлагаемый способ основывается на введении в контур управления системы местной отрицательной гидравлической обратной связи.

Ключевые слова: *система постоянной частоты вращения, местная обратная связь, генератор переменного тока, устойчивость системы.*

Solodyonkov S.V., Gorobtsov A.S., Lyutin K.I., Fomenko S.S.
FOR INCREASE OF STABILITY OF HYDROMECHANICAL SYSTEM OF THE CONSTANT ROTARY SPEED

The mode of increase of stability of hydromechanical system of the constant rotary speed intended for a drive gear of the alternator from DVS is offered. The offered mode is based on introduction in a circuit of steering of system of a local negative hydraulic feedback.

Keywords: *system of a constant rotary speed, a local feedback, the alternator, stability of system.*

Гидромеханические системы постоянной частоты вращения (ГСПЧВ) предназначены для привода генератора переменного тока от ДВС автотранспортного средства. Основная их задача — обеспечить постоянную частоту вращения ротора генератора при переменной частоте вращения коленчатого вала двигателя. Но, к сожалению, эти системы работают неустойчиво, часто в автоколебательном режиме. Чтобы исключить такие режимы, авторы предлагают включать в систему управления ГСПЧВ местную отрицательную гидравлическую обратную связь.

Схема доработанной таким образом системы показана на рис. 1. В нее входит, как обычно, золотник *8* центробежного регулятора, но он снабжен дополнительным поршнем *11*, полости которого через регулируемые дроссели *12* и *13* соединены с соответствующими полостями гидроцилиндра *10* управления. То есть доработанная гидравлическая обратная связь охватывает управляющий золотник *8* и гидроцилиндр *10* управления.

Регулирование осуществляется следующим образом.

При уменьшении частоты вращения ротора генератора золотник *8* перемещается вправо. Рабочая жидкость под давлением через регулируемый дроссель *13* из правой полости гидроцилиндра поступает в правую полость дополнительного поршня *11* золотника и создает усилие, возвращающее золотник в нейтральное положение. Часть этой жидкости проходит через дросселирующее отверстие в дополнительном поршне золотника из правой полости в левую. В результате расход жидкости через линию обратной связи возрастает, что увеличивает падение давления на регулируемых дросселях и, следовательно, расширяет диапазон настройки обратной связи.

При уменьшении частоты вращения вала регулирование осуществляется аналогично: жидкость из левой полости цилиндра *10* через регулируемый дроссель *12* поступает в левую надпоршневую полость дополнительного цилиндра золотника и т. д.

Сигнал обратной связи в виде перепада давления на дополнительном поршне золотника формируется в гидроцилиндре управления и подается на золотник только при движении поршня гидроцилиндра. Таким образом, влияние гидравлической обратной связи на процесс регулирования проявляется лишь в динамике, благодаря чему обеспечивается астатизм системы.

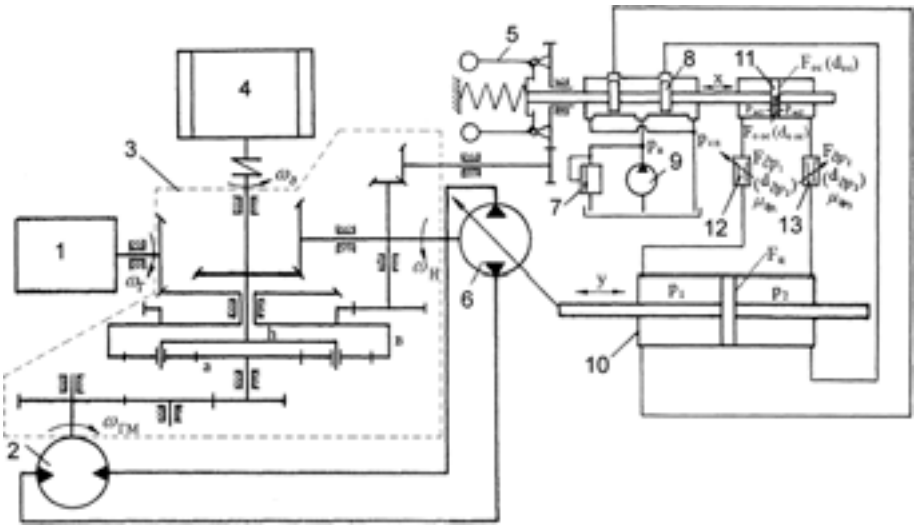


Рис. 1. Гидрокинематическая схема гидромеханической системы постоянной частоты вращения ротора генератора переменного напряжения:

1 — генератор; *2* — гидромотор; *3* — планетарный редуктор; *4* — ДВС; *5* — центробежный регулятор; *6* — гидронасос; *7* — предохранительный клапан; *8* — управляющий золотник; *9* — шестеренный насос центробежного регулятора; *10* — гидроцилиндр управления; *11* — дополнительный поршень гидравлической обратной связи; *12, 13* — регулируемые дроссели гидравлической обратной связи

На рис. 2 приведены экспериментальная (*2*) и расчетная (*1*) кривые переходного процесса в ГСПЧВ с гидравлической обратной связью при воздействии на систему гармонического возмущения $\omega_д$ (*3*) с максимально возможными параметрами. (Расчетная кривая изменения выходной величины $\omega_г$ получена на основе математической модели ГСПЧВ после введения в нее соотношений, которые учитывают работу гидравлической обратной связи.)

Из рисунка видно, что, во-первых, характер протекания теоретической и экспериментальной кривых практически один и тот же, что подтверждает хорошую сходимость теоретических и экспериментальных данных. Во-вторых, колебательный процесс в системе затухает одновременно с окончанием действия возмущения, что свидетельствует о достаточном запасе устойчивости ГСПЧВ после введения в ее контур управления гидравлической обратной связи.

Усилие *R*, действующее на золотник со стороны обратной связи, определяется по формуле № 1 (см. таблицу). Но если рассмотреть уравнение неразрывности потока рабочей жидкости, проходящей по линии гидравлической обратной связи, то формулу для *R* можно записать в виде формулы № 2. Входящий в нее коэффициент $k_н$ настройки определяется по формуле № 3.

Этот коэффициент при достаточно малом значении диаметра $d_о$ дросселирующего отверстия может изменяться от $k_н^{max} = 0$ при закрытых регулируемых дросселях ($F_{др} = 0$) до $k_н^{max} = 1$ при полностью открытых дросселях ($F_{др} = F_{др}^{max}$).

Однако при расчетах необходимо принимать $k_н = 0{,}5$, чтобы в дальнейшем, при доводке опытного образца ГСПЧВ с гидравлической обратной связью, была возможность как уменьшать $k_{ос}$ на 100 %, так и увеличивать его значение на ~100 %.

На рис. 3 изображены кривые зависимости $k_н$ от степени ($d_{др}/d_{др}^{max}$) открытия регулируемых дросселей при различных значениях относительного диаметра $d_о/d_{др}^{max}$ дросселирующего отверстия в дополнительном поршне гидравлической обратной связи. Из него следует, что при уменьшении $d_о$ ниже значения, определяемого соотношением $d_о/d_{др}^{max} = 0{,}25$, интервал регулирования степенью открытия дросселей, при котором происходит изменение $k_н$, настолько уменьшает-

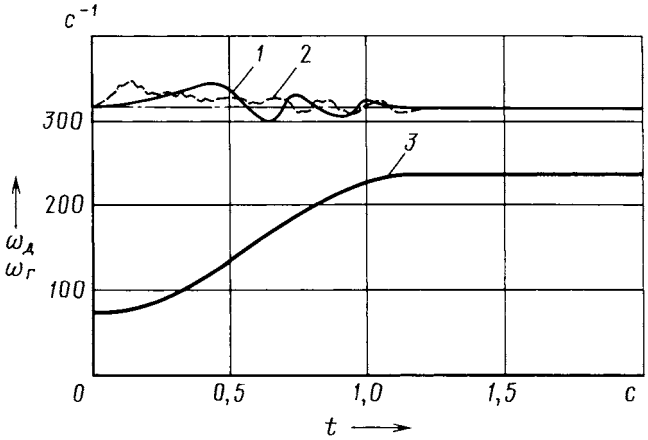


Рис. 2. Переходный процесс в ГСПЧВ с гидравлической обратной связью при возмущении с максимальными параметрами

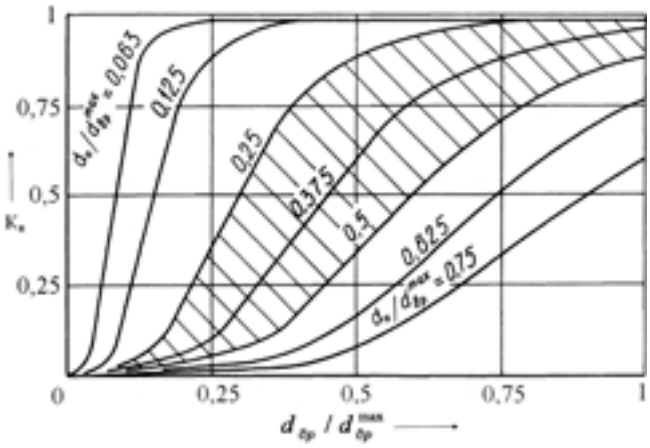


Рис. 3. Зависимость коэффициента $k_н$ от степени открытия регулируемых дросселей гидравлической обратной связи и диаметра их отверстия

№ формулы	Формула	Примечания
1	$R = F_{ос}(p_{ос1} - p_{ос2})$	$F_{ос}$ — площадь поршня обратной связи; $p_{ос1}$, $p_{ос2}$ — давления в полостях поршня обратной связи
2	$R = K_{ос}(p_{ос1} - p_{ос2}) = k_н F_с(p_1 - p_2)$	$K_{ос}$ — коэффициент местной гидравлической обратной связи; $k_н$ — коэффициент настройки этой связи; p_1, p_2 — давления в полостях гидроцилиндра управления
3	$k_н = \frac{\mu_{др}^2 F_{др}^2}{\mu_{др}^2 F_{др}^2 + 2\mu_о^2 F_о^2}$	$\mu_{др}$, $\mu_о$ — коэффициенты расхода регулируемых дросселей и дросселирующего отверстия в поршне гидравлической обратной связи; $F_{др}$, $F_о$ — площади проходных сечений этих отверстий

ся, что настройка гидравлической обратной связи при помощи регулируемых дросселей значительно затрудняется. Однако и увеличение $d_о$ выше значения, определяемого из соотношения $d_о/d_{др}^{max} = 0{,}5$, дает такое уменьшение $k_н^{max}$, что диапазон настройки гидравлической обратной связи резко снижается, т. е. сокращается диапазон варьирования значением $k_{ос}$.

Таким образом, оптимальные значения d_0 находятся из соотношения: $d_о/d_{др}^{max} = 0{,}25 \div 0{,}50$.

Это соотношение накладывает ограничение снизу на выбор значения максимального диаметра $d_{др}^{max}$ условного проходного сечения регулируемых дросселей из-за возможной облитерации дросселирующего отверстия в поршне гидравлической обратной связи. Сверху значение $d_{др}^{max}$ ограничивается диаметром применяемых трубопроводов. Так что $d_{др}^{max}$ необходимо выбирать исходя из данных ограничений. При этом для уменьшения чрезмерной перетечки рабочей жидкости через дросселирующее отверстие в поршне гидравлической обратной связи из одной полости гидроцилиндра управления в другую целесообразно принимать наименьшее допустимое значение $d_{др}^{max}$. Дело в том, что перетечка жидкости между полостями гидроцилиндра, с одной стороны, способствует увеличению запаса устойчивости ГСПЧВ, а с другой — снижает быстродействие системы[1]. Здесь нужен разумный компромисс.

Введение рассмотренной гидравлической обратной связи в контур управления ГСПЧВ мощностью 4 кВт позволяет эффективно, с достаточным запасом устойчивости, использовать эту систему на любой транспортной машине. При этом все параметры качества переходных процессов, согласно ГОСТ10511—83, соответствуют первому классу точности.

[1] Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д.Н. Попов. — М.: Машиностроение, 1987. — 464 с.

УДК 629/067

Моделирование краш-боксов и их использование для повышения пассивной безопасности автомобиля

А.Ю. КОСТЕНКО

Тольяттинский ГУ (8.8482. 28-01-25)

Рассмотрены основные подходы, применяемые в автомобилестроении для улучшения пассивной безопасности, описана конструкция краш-бокса. Подробно рассмотрены принципы моделирования таких боксов в программном пакете LS-Dyna. Показан пример моделирования и расчета каркаса реального автомобиля с наличием краш-бокса и без него на удар в жесткую стенку, приведены результаты расчетов. Сделаны выводы о целесообразности использования краш-боксов в конструкции автомобилей.

Ключевые слова: *пассивная безопасность, краш-бокс, моделирование, LS-Dyna.*

Kostenko A.Yu.

MODEL CRASH-BOX AND THEM USING FOR INCREASE OF PASSIVE SAFETY OF AUTOMOBILE

The basic approaches of passive safety improvement applied in motor industry are considered. Construction of crash-box is described. Principles of modelling these boxes in software pack LS-Dyna are considered in details. The example of modelling and calculation of a frame of the real automobile with presence of crash-box and without it on strike in a rigid wall is shown, results of calculations are demonstrated. Conclusions about expediency of using crash-boxes in construction of automobiles are drawn.

Keywords: *passive safety, crash-box, modelling, LS-Dyna.*

Пассивная безопасность автомобилей обеспечивается главным образом за счет деформирования элементов их кузова. В связи с этим совершенствуется технология его изготовления, применяются все новые и новые материалы, конструкторские решения. Однако резервы данного направления уже практически исчерпаны и нужны другие подходы к решению проблемы.

Одним из таких подходов, по мнению автора, можно считать установку в передней части автомобиля так называемого краш-бокса, т. е. элемента, который при нормальной работе автомобиля в силовую схему кузова не входит, но при столкновениях деформируется, воспринимая энергию удара.

Краш-бокс по своей структуре похож на деформируемый ударник. Его лучше всего изготовлять, например, из алюминиевых рифленых пластин, образующих сотовую структуру. Еще лучше, если толщина пластин увеличивается по направлению от переднего к заднему краю, т. е. если жесткость краш-бокса переменная. Это обеспечит последовательную его деформацию, и, значит, при лобовом столкновении замедление автомобиля уменьшится, растягивая момент удара по

времени, что, безусловно, положительно скажется на уровне травмируемости водителя и пассажиров.

Такова идея. И надо сказать, что она находит все больше сторонников. При моделировании такого краш-бокса в программном продукте LS-Dyna используются Solid-элементы и материал *MAT-HONEYCOMB, функция текучести которого зависит только от объемной деформации. Кроме того, он ортотропный, следовательно, по каждой оси краш-бокса можно задавать свою кривую текучести.

Как показывает анализ, для максимального уплотнения этого материала при ударе его свойства должны соответствовать свойствам алюминия: относительный объем $VF = 0{,}1$, соответствующий максимально уплотненному материалу, модуль Юнга E = 70 ГПа, передел текучести $\sigma_т$ = 0,2 ГПа[1].

Для объемных деформаций (меньше 90 %) материала нужны модули и кривые текучести, подобранные так, чтобы обеспечить необходимое замедление автомобиля. При этом сдвиг задается как функция объемной деформации, т. е. сопротивление сдвигу увеличивается по мере уплотнения материала и не зависит от деформации сдвига.

Задача, как показывает анализ, для всех трех составляющих сдвига успешно решается, если использовать кривую текучести, которая аналогична кривой продольной текучести с коэффициентом от 0,3 до 0,6. (Этот коэффициент можно определить по результатам испытания на сдвиг несжатого материала.)

В карте материала *MAT-HONEYCOMB существуют несколько основных опций. Три из них, LCA, LCB и LCC, — ссылки на кривые текучести материала как функции объемной деформации в продольном и поперечном направлениях (в соответствии с векторами на рис. 1); четвертая, LCS, — кривая сопротивления сдвигу от объемной деформации; пятая, AOPT, — «флаг» определения осей A, B и C ортотропного материала: если AOPT равна 2,0, то направление вектора A задается в соответствии с осями глобальной системы координат с помощью опций $A1$, $A2$ и $A3$, которые определяют компоненты вектора A; шестая, седьмая и восьмая опции, $D1$, $D2$ и $D3$, — компоненты вектора D в соответствии с осями глобальной системы координат, который требуется для определения векторов B и C ($B = C \times A$, $C = A \times D$).

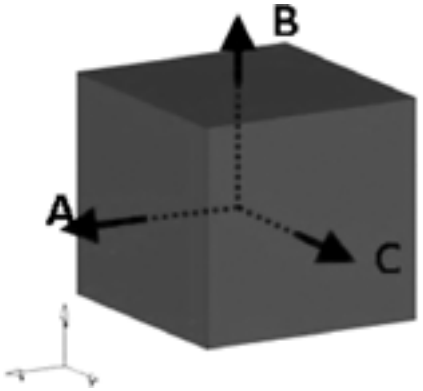


*Рис. 1. Векторы материала *MAT-HONEYCOMB*

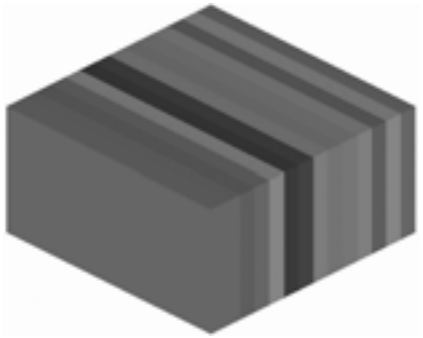


Рис. 2. Общий вид деформируемого краш-бокса

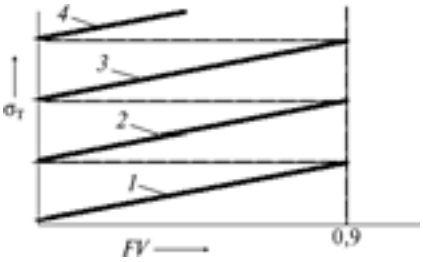


*Рис. 3. Зависимость предела текучести материала *MAT-HONEYCOMB от относительной объемной деформации и номера слоя:*
1 — первый слой; *2* — второй слой; *3* — третий слой; *4* — четвертый слой

На рис. 2 показана структура модели деформируемого краш-бокса. Она, как видим, представляет собой набор слоев из материала *MAT-HONEYCOMB. Относительный объем VF, который соответствует максимальному сжатию материала, соответствует требуемому — равен 0,1. Это означает, что кривые текучести будут работать только для объемных деформаций, которые меньше 90 %, и что оставшиеся 10 % его относительного объема считаются плотными и упругопластичными.

При данном условии свойства материала должны соответствовать, как сказано выше, свойствам алюминия.

Весь процесс деформирования краш-бокса (рис. 3) можно представить так: в первый момент после удара на 90 % деформируется первый слой; потом на те же 90 % начинает деформироваться второй слой, для чего его начальное сопротивление, очевидно, должно соответствовать сопротивлению первого слоя в конце его рабочей деформации; затем в работу вступает третий слой и т. д. Иначе говоря, правило здесь простое: значение $\sigma_т$ в начальной точке кривой текучести для каждого слоя равно значению $\sigma_т$ в точке кривой текучести для предыдущего слоя при относительной объемной деформации, равной 0,9.

Чтобы проиллюстрировать, какую роль может сыграть краш-бокс при фронтальном ударе, рассмотрим следующий пример.

Допустим, что есть некий гоночный автомобиль полной массой 266 кг, конечно-элементная модель каркаса которого приведена на рис. 4, в передней части у него расположен деформируемый блок *1* размером 200×200×100 мм. Предположим далее, что этот автомобиль, двигаясь со скоростью 7 м/с (25,2 км/ч), получил фронтальный удар. Вопрос: какими свойствами должен обладать материал краш-бокса, чтобы замедление автомобиля не превышало предельно допустимых 20g?

При поиске ответа на данный вопрос необходимо учесть два аспекта. Во-первых, кинетическая энергия $E_к$ автомобиля должна полностью пе-

[1] Сопротивление материалов. Писаренко Г.С., Агарев В.А. и др. Киев, — 1973.

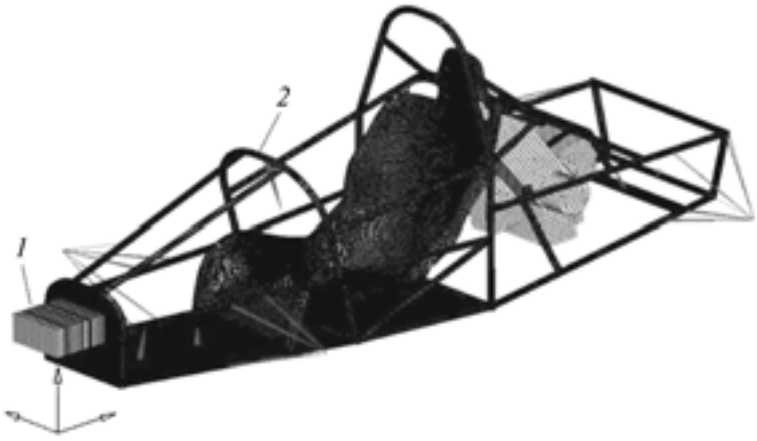


Рис. 4. Конечно-элементная модель спортивного автомобиля:
1 — краш-бокс; *2* — точка *А* измерения напряжений в материале кузова

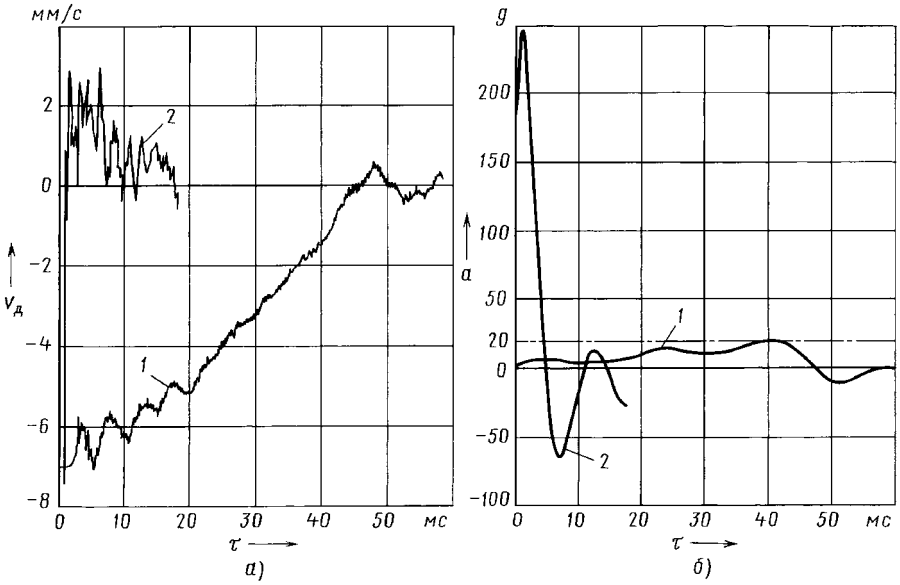


Рис. 5. Изменение скорости (а) и замедления (б) спортивного автомобиля после фронтального его столкновения с препятствием:
1 — при наличии краш-бокса; *2* — при его отсутствии

рейти в работу $A_д$ деформирования структуры краш-бокса, т. е. $E_к = A_д$; во-вторых, замедление не должно превысить 20*g*.

Для учета первого из перечисленных аспектов воспользуемся уравнением энергетического баланса: $\frac{m_а v_а}{2} = S\sigma l$, в котором $m_а$ — полная масса автомобиля; $v_а$ — его скорость; *S* — площадь краш-бокса; *l* — его толщина; σ — напряжение в его материале. Из этой формулы находим σ: $\sigma = \frac{m_а v_а^2}{2Sl} = \frac{m_а v_а^2}{2V_{кб}}$ ($V_{кб}$ — объем краш-бокса).

Подставив в данную формулу приведенные выше входящие в нее параметры, получаем: σ = 1,63 МПа (16,3 кгс/см^2). Другими словами, для того чтобы вся кинетическая энергия автомобиля перешла в энергию деформации краш-бокса принятых размеров при скорости столкновения 25,2 км/ч, внутренние напряжения в боксе должны быть равными 1,63 МПа, или 16,3 кгс/см^2. И это при допущении, что энергия удара полностью переходит в краш-бокс. Однако в реальности дело обстоит не совсем так, потому полученное значение напряжения можно использовать лишь для первоначального ориентира.

Далее. Исходя из того, что усилие $F_б$, возникающее в краш-боксе, должно уравновешивать усилие $F_а$ со стороны автомобиля, т. е. $F_б = F_а$, определим максимальное значение σ, которым должен обладать материал краш-бокса, чтобы обеспечить замедление 20*g*.

Очевидно, что $m_а = \sigma S$. Тогда $\sigma_{20} = \frac{20gm_а}{S}$. Отсюда σ_{20} = 2,6 МПа (26 кгс/см^2).

Таким образом, получается, что предел текучести ($\sigma_т$) материала не должен превышать 2,6 МПа, но и не быть меньше 1,63 МПа (26 и 16,3 кгс/см^2 соответственно).

В результате выполненных автором оптимизационных расчетов была определена оптимальная для исследуемого автомобиля характеристика краш-бокса с увеличивающимися от слоя к слою значениями предела $\sigma_т$ текучести материала.

Характеристики изменения скоростей и замедлений в точке *А* для автомобиля с краш-боксом и без него приведены на рис. 5. Из графиков видно, что автомобиль, не оснащенный краш-боксом, получает (рис. 5, *б*) огромные, превышающие в 12,5 раза допустимые 20*g*, замедления, при которых неизбежно разрушение его конструкции. Человек, находящийся в таком автомобиле, вряд ли выжил бы. Когда же автомобиль оборудован краш-боксом, момент удара растягивается по времени, в результате энергия переходит не в элементы кузова, а в энергию деформирования краш-бокса. Поэтому замедления не превышают допустимых 20*g*.

Вывод очевиден: краш-боксы открывают новые возможности для повышения пассивной безопасности автомобиля. Но нельзя впадать в другую крайность: использовать жесткий кузов автомобиля и краш-бокс. В этом случае, чтобы получить необходимые замедления, пришлось бы изготавливать краш-боксы огромных размеров, что неприемлемо. Просто нужно комбинировать деформируемый кузов с краш-боксом, тем самым складывая их эффекты.

УДК 62.567.5

Пневматический упругий элемент встречного действия

Канд. техн. наук Р.Н. ХАМИТОВ

Омский ГТУ (8.3812. 65-33-89)

Предлагается устройство демпфирования колебаний объектов с улучшенными параметрами демпфирования. Для исследования демпфирования колебаний предложенного устройства исследована модель, описывающая термогазодинамические процессы в объемах пневматического упругого элемента при различных режимах работы и динамику амортизируемого объекта. Она позволяет провести анализ и выявить основные закономерности и особенности в работе пневматического упругого элемента, получить его упругодемпфирующую характеристику.

Ключевые слова: *пневматический упругий элемент, демпфирование колебаний, упругодемпфирующая характеристика.*

Khamitov R.N.

PNEUMATIC ELASTIC ELEMENT OF COUNTER ACTION

In work the device for damping of object's fluctuations with the improved damping parameters.offered. For research fluctuation's damping of the offered device the model describing thermogasdynamics processes in volumes of the pneumatic elastic element at various operating modes and dynamics of damped object are constructed and investigated. It allows to lead the analysis and to reveal the basic laws and features in work of the pneumatic elastic element, to receive it's the elasticdamp characteristic.

Keywords: *pneumatic elastic element, damping of fluctuations, elasticdamp characteristic.*

Управляемые пневматические виброзащитные устройства, как показали исследования [1, 2], могут наиболее полно удовлетворять требованиям систем амортизации различных объектов, так как обеспечивают точное регулирование их упругодемпфирующей характеристики и, следовательно, хорошую виброзащиту. Кроме того, в них в качестве рабочего тела используется лишь одна фаза — газ (воздух), благодаря чему нет необходимости выполнять демпфирующие устройства в виде отдельных элементов.

В настоящее время известно достаточно много таких устройств. Однако с практической точки зрения наибольший интерес представляют пневматические упругие элементы встречного действия (дифференциального типа). Поэтому автор предлагает вниманию читателей результаты исследования именно такого элемента, причем его запатентованного варианта, предназначенного для применения на автотранспортных средствах, — элемента с электромагнитным клапанным устройством управления.

Предлагаемый упругий элемент состоит (рис. 1) из двух ($V_{р1}$ и $V_{р2}$) рабочих объемов, одного дополнительного объема ($V_д$) и клапанных устройств (*1* и *2*), установленных в перегородках между рабочим и дополнительным объемами. Усилия основного упругого элемента (с давлением $p_{р1}$) и вспомогательного упругого элемента (с давлением $p_{р2}$) направлены в противоположные стороны, и несущая способность M_g ПУЭ равна разности произведений избыточных давлений упругих элементов и их эффективных площадей S, т. е. соответствует формуле № 1 (см. таблицу).

Работает рассматриваемый ПУЭ следующим образом.

При движении амортизируемого объекта вниз от исходного положения в основном ($V_{р1}$) упругом элементе идет ход сжатия, а во вспомогательном ($V_{р2}$) — ход отдачи, управляемые клапанные устройства закрыты. В результате упругая сила основного упругого элемента возрастает, а вспомогательного — уменьшается, что резко сокращает ход сжатия. При этом $p_{р1} > p_д$, а $p_{р2} < p_д$.

Когда относительная скорость движения амортизируемого объекта станет равной нулю, срабатывает система управления (рис. 2), клапанные устройства соединяют полости $V_{р1}$ и $V_{р2}$ и давления в них мгновенно выравниваются.

В начале движения амортизируемого объекта вверх снова срабатывает система управления, и клапанные устройства разъединяют объемы $V_{р1}$ и $V_{р2}$. Из-за увеличения упругой составляющей вспомогательного ($V_{р2}$) упругого элемента и уменьшения ее в основном ($V_{р1}$) упругом элементе резко снижается ход отдачи. При этом $p_{р2} > p_д$, а $p_{р1} < p_д$.

Когда относительная скорость движения объекта снова станет равной нулю, клапанные устройства соединяют все полости элемента и давления в его объемах выравниваются.

Динамика амортизируемого объекта при внешнем воздействии на него со стороны упругого элемента ис-

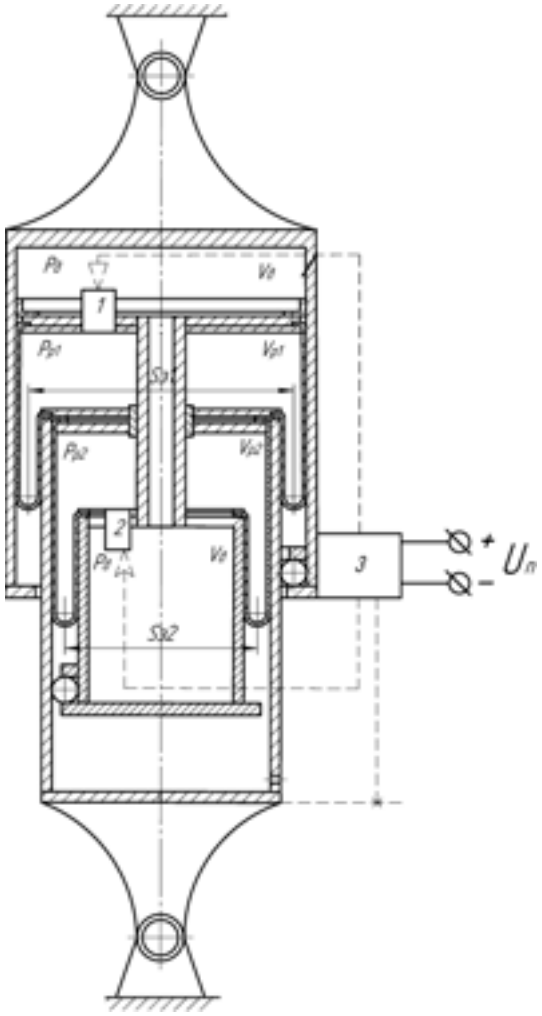


Рис. 1. Пневматический упругий элемент:
1 и *2* — управляемые клапаны; *3* — система управления клапанами

№ формулы	Формула	Примечания
1	$Mg = p_{р1}S_{э1} - p_{р2}S_{э2}$	$p_{р1}$ и $p_{р2}$ — избыточные давления в $V_{р1}$ и $V_{р2}$ соответственно; $S_{э1}$ и $S_{э2}$ — эффективные площади упругих элементов в $V_{р1}$ и $V_{р2}$
2	$\frac{dp_{р1}}{dt} = -\frac{kp_{р1}S_{э1}\dot{Z}_0}{V_{р1}}$; $\frac{dp_{р2}}{dt} = \frac{kp_{р2}S_{э2}\dot{Z}_0}{V_{р2}}$; $M\ddot{Z} = (p_{р1} - p_а)S_{э1} - (p_{р2} - p_а)S_{э2} - Mg - R_{\Sigma}sign\dot{Z}$	$k = 1{,}41$ — показатель адиабаты для воздуха; здесь и далее Z_0, $\dot{Z}_0$, $\ddot{Z}$ — относительное перемещение, скорость и ускорение амортизирующего объекта; Z, $\dot{Z}$, $\ddot{Z}$ — абсолютные его перемещение, скорость и ускорение; $p_а$ — атмосферное давление; R_{Σ} — сила трения, зависящая от скорости движения амортизируемого объекта; M — масса объекта
3	$\frac{dp_{р1}}{dt} = -\frac{kp_{р1}S_э\dot{Z}_0}{V_{р01} + S_эZ_0} - \frac{kp_{р1}}{m_{р1}}\mu f_{кл}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_д m_д}{V_д}\left[\left(\frac{p_{р1}}{p_д}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}$; $\frac{dp_{р2}}{dt} = -\frac{kp_{р2}S_{э2}\dot{Z}_0}{V_{р02} + S_{э2}Z_0} + \frac{kp_д V_д}{(V_{р0} + S_эZ_0)m_д}\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_{р2}m_{р2}}{V_д}\left[\left(\frac{p_д}{p_д}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}$; при $\frac{p_д}{p_{р1}} > 0{,}528$: $\frac{dp_д}{dt} = -\frac{kp_д}{m_д}\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_д m_д}{V_д}\left[\left(\frac{p_{р1}}{p_д}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}$; при $\frac{p_д}{p_{р2}} \leqslant 0{,}528$: $\dot{Z}_0 = \frac{dZ_0}{dt}$; $M\ddot{Z}_0 = (p_{р1} - p_а)S_{э1} - (p_{р1} - p_a)S_{э1} - Mg - R_{\Sigma}(sign\dot{Z})$	$V_{р01}$ и $V_{р02}$ — объемы $V_{р1}$ и $V_{р2}$ при статическом положении амортизируемого объекта; $\mu_{кл}$ — коэффициент расхода воздуха через клапан; $f_{кл}$ — площадь проходного сечения клапана; $m_{р1}$, $m_{р2}$ и $m_д$ — масса воздуха в основной, вспомогательной и дополнительной полостях
4	$\frac{dp_{р1}}{dt} = -\frac{kp_{р1}S_э\dot{Z}_0}{V_{р01} + S_эZ_0}$; $\frac{dp_{р2}}{dt} = -\frac{kp_{р2}S_{э2}\dot{Z}_0}{V_{р02} + S_{э2}Z_0}$; $M\ddot{Z} = (p_{р1} - p_а)S_{э1} - (p_{р1} - p_а)S_{э1} - Mg - R_{\Sigma}(sign\dot{Z})$	—
5	$\frac{dp_{р1}}{dt} = -\frac{kp_{р2}S_{э2}\dot{Z}_0}{V_{р10} + S_{э1}Z_0} + \frac{kp_д V_д}{(V_{р10} + S_эZ_0)m_д}\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_{р1}m_{р1}}{V_{р1}}\left[\left(\frac{p_д}{p_{р1}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}$; $\frac{dp_{р2}}{dt} = -\frac{kp_{р2}S_{э2}\dot{Z}_0}{V_{р20} + S_{э2}Z_0} - \frac{kp_{р2}}{V_{р20} + S_{э2}Z_0} - \frac{kp_{р2}}{m_{р2}}\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_д m_д}{V_д}\left[\left(\frac{p_{р2}}{p_д}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}$; при $\frac{p_д}{p_{р1}} > 0{,}528$: $\frac{dp_д}{dt} = -\frac{kp_д}{m_д}\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_{р1}m_{р1}}{V_{р10} + S_{э1}Z_0}\left[\left(\frac{p_д}{p_{р1}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}$; при $\frac{p_д}{p_{р2}} \leqslant 0{,}528$: $\frac{dp_д}{dt} = -\frac{kp_д}{m_д}\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_д m_д}{V_д}\left[\left(\frac{p_{р2}}{p_д}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}$; $\dot{Z}_0 = \frac{dZ_0}{dt}$; $M\ddot{Z}_0 = (p_{р1} - p_а)S_{э1} - (p_{р2} - p_а)S_{э1} - Mg - R_{\Sigma}(sign\dot{Z})$	$p_д$ — текущее давление в дополнительной полости
6	$m_{р10} = \frac{m_{\Sigma}V_{р10}}{V_{р10} + V_{р20} + V_д}$	—
7	$m_{р20} = \frac{m_{\Sigma}V_{р20}}{V_{р10} + V_{р20} + V_д}$	—
8	$m_{д0} = \frac{m_{\Sigma}V_д}{V_{р10} + V_{р20} + V_{д0}}$	—

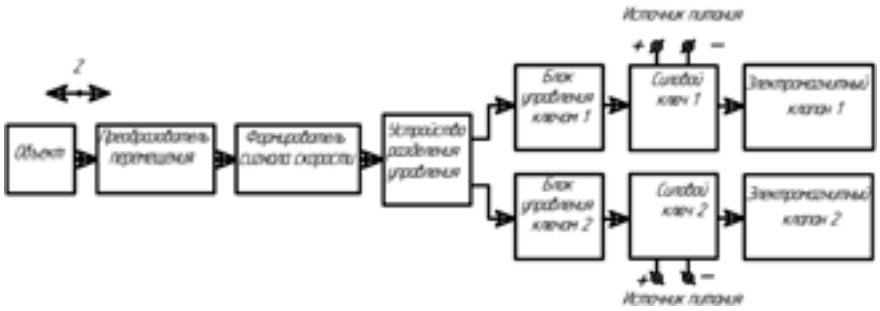


Рис. 2. Система управления электромагнитными клапанами пневматического упругого элемента

следовалась путем совместного решения нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих как изменение параметров движения объекта, так и ход термогазодинамических процессов, которые протекают во всех ($V_{р1}$, $V_{р2}$, $V_д$) объемах (расчетная схема приведена на рис. 3).

При составлении этих уравнений приняты следующие допущения: рабочий газ в элементе подчиняется законам идеальных газов; температура $T_с$ окружающей среды постоянна; вследствие кратковременности воздействия внешний теплообмен не учитывается, т. е. рабочий процесс считается адиабатическим; процессы выравнивания давления в полостях элемента при коммутации происходят мгновенно; движения объекта подрессоривания идут только в вертикальном направлении; эффективная площадь $S_э$ при движении объекта не меняется; утечки газа из объемов $V_{р1}$, $V_{р2}$, $V_д$ отсутствуют.

Термодинамические параметры воздуха в рабочих и дополнительных объемах ПУЭ определялись по результатам четырех режимов работы, которые рассмотрены ниже.

Первый: основной упругий элемент находится на ходе сжатия, вспомогательный — на ходе отдачи; $p_{р1} > p_д > p_{р2}$; управляемые клапаны закрыты. То есть на этом режиме, как сказано выше, воздух в основном упругом элементе сжимается, а во вспомогательном — расширяется. Соответствующая ему система дифференциальных уравнений — формулы № 2.

Второй режим: давление во всех объектах ПУЭ за счет включения клапанов при $\dot{Z} = 0$ выравнивается ($p_{р1} = p_{р2} = p_д$). Описывается он дифференциальными уравнениями № 3.

Третий режим: управляемые клапаны закрываются; в $V_{р1}$ воздух расширяется, а в $V_{р2}$ сжимается; $p_{р1} < p_д < p_{р2}$. Режиму соответствуют уравнения № 4.

Четвертый режим: давления во всех объемах за счет включения клапанов при $\dot{Z} = 0$ снова выравниваются ($p_{р1} = p_{р2} = p_д$). Описывается он дифференциальными уравнениями № 5.

При дальнейшей работе ПУЭ все термогазодинамические процессы в его объемах повторяются.

Динамика ПУЭ исследовалась при таких исходных данных: $p_{р0} = 0{,}588$ и 1,08 МПа; $V_{р10} = 0{,}005$ м^3; $V_{р20} = 0{,}002$ м^3; $V_д = 0{,}006$ м^3; $S_{э1} = 0{,}03$ м^2; $S_{э2} = 0{,}015$ м^2; $Z_0 = \pm 0{,}1$ м. При определении упругодемпфирующих характеристик ПУЭ (зависимости давления в его рабочих объемах от относительного смещения z_0) принималось, что: основание ПУЭ совершает гармонические колебания по синусоидальному закону с частотой возмущения, равной частоте собственных колебаний системы; рабочий объем $V_р$ изменяется по закону $V_р = V_{р0} \pm S_э Z_0$; амплитуда Z_n колебаний основания равна произведению $Z_{n0}\sin(\omega \cdot t)$, где ω — частота вынужденных колебаний. То есть принятый закон перемещения объекта имитирует работу его на стенде с принудительным кинематическим приводом. При этом считается, что амортизируемый объект зафиксирован в статическом положении; $z_{n0} = 0{,}025$; 0,05; 0,075; 0,1 м; $\omega = 6{,}28$ с$^{-1}$ = 1 Гц.

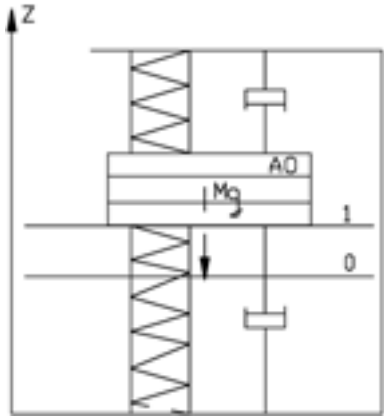


Рис. 3. Расчетная схема динамики пневматического упругого элемента:
1 — исходное положение амортизируемого объекта; *0* — статическое положение амортизируемого объекта

Подставив в известное ($pV = mRT$) уравнение состояния газа принятые значения входящих в него параметров различных объектов ($p = p_а$; $V = V_{р1_0} + V_{р2_0} + V_{рд_0}$, $R = 287$ кДж/(кг · К), $m = m_\Sigma$; $T_0 = 293$ К), в итоге получаем суммарную массу m_Σ воздуха для различных объемов ПУЭ: $m_\Sigma = 0{,}089$ кг. Тогда, очевидно, массу $m_{р10}$ воздуха в рабочем объеме основного упругого элемента ПУЭ можно определить по формуле № 6, в рабочем объеме вспомогательного упругого элемента — по формуле № 7, а в дополнительном объеме — по формуле № 8. При $\mu_{кл} = 0{,}7$ они соответственно равны 0,034; 0,014 и 0,041 кг.

Расчет динамики с помощью пакета MathCAD позволил построить теоретические упругодемпфирующие характеристики (штриховые линии на рис. 4) ПУЭ при частоте колебаний, равной собственной частоте колебаний системы, и кривые (рис. 5) свободных колебаний амортизируемого объекта.

Исследовался и натурный образец рассматриваемого ПУЭ. Контролировались давление газа во всех полостях ПУЭ, а также линейные перемещения его основания и амортизируемого объекта. По результатам построена (сплошные линии на рис. 4) упругая характеристика основного упругого элемента ПУЭ и семейство упругодемпфирующих его характеристик при различных значениях амплитуды Z колебания основания.

Площадь петли гистерезиса на упругодемпфирующей характеристике равна сумме поглощенных

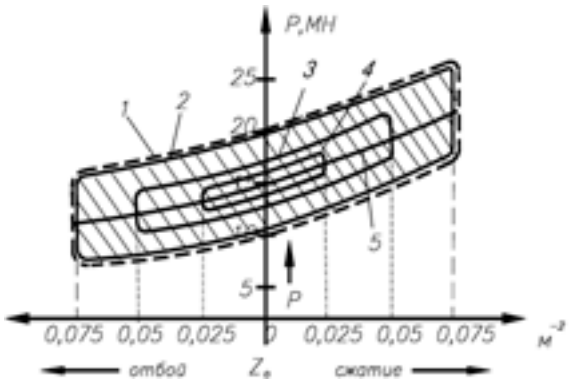


Рис. 4. Упругодемпфирующие характеристики пневматического упругого элемента:
1 — расчетная (теоретическая); *2*, *3* и *4* — экспериментальные; *5* — упругая

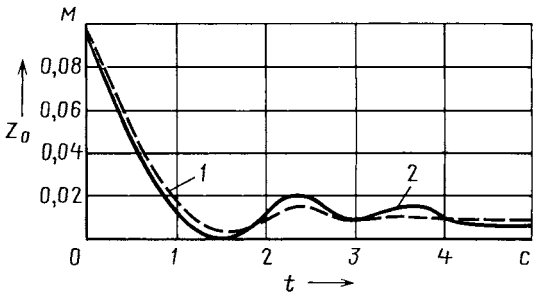


Рис. 5. Кривые свободных колебаний амортизируемого объекта: при p_{p0} = 0,006 МПа (0,06 кгс/см²), V_{p10} = 0,005 м³, V_{p20} = = 0,002 м³, β_1 = 1,2, β_2 = 3:
1 — расчетная (теоретическая); *2* — экспериментальная

энергий основного и вспомогательного упругих элементов. Причем, как показывают расчеты и опыт, максимальный коэффициент η_w поглощения энергии колебаний ПУЭ на различных режимах его работы находится в пределах от 0,8 до 0,9, что говорит о высокой энергоемкости ПУЭ данной конструкции.

На рис. 5 расчетная (*1*) и экспериментальная (*2*) кривые свободных колебаний амортизируемого объекта получены при следующих значениях коэффициентов β ($\beta = V_д/V_{p0}$ — отношение объемов ПУЭ при статическом положении амортизируемого объекта): $\beta_1 = V_д/V_{p10} = 1{,}2$ и $\beta_2 = V_д/V_{p20} = 3$.

Как видим, рассмотренная модель, описывающая термогазодинамические процессы в объемах ПУЭ и динамику амортизируемого объекта, действительно позволяет проанализировать и выявить основные закономерности и особенности работы ПУЭ. Следовательно, создать конструкцию системы подрессоривания для любого элемента АТС — сиденья водителя, кузова АТС и т. п., а также для технологического оборудования, включая крупногабаритные объекты.

Литература

1. Аверьянов Г.С. Исследование процессов и путей повышения эффективности воздушного демпфирования в пневматических амортизаторах виброзащитных систем. — Омск, Омский гос. тех. ун-т, 1999. — 115 с. — Деп. в ВИНИТИ 17.06.99, № 1957 — В99.
2. Аверьянов Г.С., Зензин Ю.А., Белицкий В.Д. Рабочий цикл пневматического амортизатора с активным управлением термодинамическими параметрами газа // Динамика машин и рабочих процессов: Межвуз. сб. науч. тр. — Челябинск, 1985. — С. 144—149.

Читатель предлагает

УДК 631.37:656

Стабилизация положения центра масс АТС — один из способов повышения безопасности их движения

Канд. техн. наук М.А. ЧУПАНОВ

Дагестанский НИИ сельского хозяйства (8.8722. 60-26-17)

Предложен способ, позволяющий минимизировать отрицательное влияние горизонтальной составляющей силы тяжести автомобиля при преодолении им подъемов и спусков.

Ключевые слова: *подъем, спуск, автомобиль.*

Shupanov M.A.

STABILIZATION OF CONTRA MASS OF THE VEHICLE -- ONE OF THE WAY OF INCREASE SAFE THEM DRIVE

The way is offered, that allow to minimum the negative influence of horizontal composed the energy automobile of load by overcome removal them and slope.

Key words: *removal, slope, automobile.*

Из курса физики известно, что при движении автомобиля, как и любого предмета, на подъеме его сила тяжести перераспределяется (рис. 1) на составляющие — горизонтальную ($G\sin\alpha$) и вертикальную ($G\cos\alpha$). Первую из них Г.А. Смирнов назвал силой сопротивления подъему.

При движении по усовершенствованным автомобильным дорогам продольные уклоны обычно не пре-

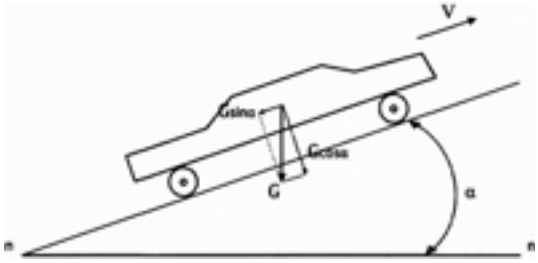


Рис. 1. Разложение результирующей силы тяжести G легкового автомобиля на подъеме

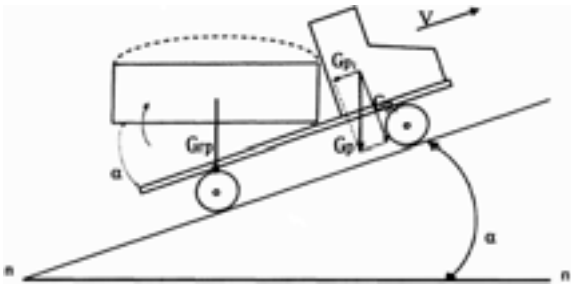


Рис. 2. Направление результирующей силы тяжести $G_{гр}$ грузового автомобиля на подъеме

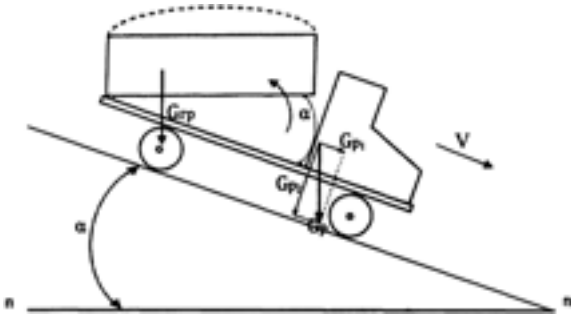


Рис. 3. Направление результирующей силы тяжести $G_{гр}$ грузового автомобиля на спуске

вышают 4—5 %, поэтому данная сила невелика. Однако на горных дорогах она во многих случаях становится основной составляющей сопротивления движению [1].

Например, АТС высокой проходимости, согласно ТУ, при движении по местности должны преодолевать подъемы 30°. А это означает, что сила сопротивления подъему равна половине силы их тяжести, что в большинстве случаев превосходит силу сопротивления качению в несколько раз.

Так, если на подъеме 10° горизонтальная составляющая у самосвала МЗКТ-65251 при его грузоподъемности 23 т равна 3,9 кН (3992 кгс), то при 15° — уже 5,8 кН (5952 кгс). Если же учесть массы груза и кузова, то суммарное значение горизонтальных составляющих будет 7,16 кН (7246 кгс), т. е. более 25 % их общей силы тяжести. А это — дополнительная нагрузка, которую должен преодолеть самосвал [2]. Отсюда и увеличение расхода топлива на 20—25 %, и необходимость оборудования АТС более мощными двигателями с тем, чтобы они могли преодолевать нужные потребителям углы дорожных подъемов.

При движении АТС на спуске все силы, приложенные к нему на подъеме, меняют направления на противоположные. То есть если на подъеме результирующая горизонтальной составляющей силы тяжести груза оказывала сопротивление движению, тянула назад, то на спуске она толкает АТС (вниз по спуску). Из-за чего разработчики АТС особое внимание уделяют эффективности и надежности работы их тормозных систем.

Таковы общеизвестные факты. В связи с этим возникает вопрос: а нельзя ли минимизировать влияние горизонтальной составляющей силы тяжести автомобиля на его показатели?

Анализ показывает — можно. Для этого необходимо, чтобы направление его результирующей силы тяжести всегда было перпендикулярным к горизонтали. Тогда она не будет раскладываться на составляющие.

Способ решения данной задачи есть. Это выравнивания кузова. Для грузового автомобиля на подъеме — путем подъема его задней части (рис. 2), а на спуске — подъема его передней части (рис. 3) [3]. И здесь очень важно, что горизонтальная составляющая силы тяжести, которая на спуске играла толкающую роль, при выравнивании кузова превращается в силу, тормозящую движение автомобиля вниз по спуску и позволяющую тормозным механизмам колес не перегреваться. И чем больше угол крутизны спуска, тем большую тормозящую роль играет по отношению к автомобилю результирующая сила тяжести.

Понятно, что варианты стабилизации центра масс автомобиля должны быть делом не водителя, а соответствующей системы, работающей по сигналам датчика уровня, который реагирует на изменения продольного угла уклона АТС при его движении.

Такая система в условиях, когда вся техническая мысль ориентирована на энергоресурсосбережение и современный автомобиль, особенно грузовой, не знает границ в географии поставок и эксплуатации, — крайне необходима.

Причем наибольший эффект от использования предлагаемого способа стабилизации центра масс может быть достигнут при установке датчика уровня на карьерных самосвалах, для которых подъемы и спуски — основная траектория их движения.

Литература

1. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов. 2-е изд., доп. и перераб. М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.: ил.
2. Каковы достоинства наших самосвалов // Основные средства, 2003. № 10. — С. 32—37.
3. Пат. 2310569 РФ, МПК B 60G 21/06. Способ стабилизации центра тяжести автомобилей и устройство для его осуществления / Автор и патентообладатель М.А. Чупанов; заявл. 15.07.2005; опубл. 20.11.2007, Бюл. № 32.

ВНИМАНИЕ!

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

УДК 658.652:623.437.4

О ПРОБЛЕМЕ ПОВЫШЕНИЯ СРЕДНЕЙ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВЫХ АТС

Канд. техн. наук Н.А. СУМЕНКОВ

21 НИИИ МО РФ

Проводится анализ увеличения средней скорости движения автомобиля при сохранении максимальной скорости движения за счет повышения показателя коэффициента использования скорости. При этом установлено, что основными резервами повышения средней скорости автомобиля являются факторы, мало зависящие от показателей машин, а именно: повышение безопасности движения за счет улучшения дорожных условий, а также психологическая подготовка водителей.

Ключевые слова: *автомобиль, средняя скорость движения, максимальная скорость движения, модель, водитель, коэффициент, фактор.*

Sumenkov N.A.

THE ANALYSIS ARE PROBLEM TO RISES THE AVERAGE SPEEDING MOVEMENT OF THE TRUCKS

To carry out the analysis to rises average speeding movement of car, when to preservation max speed movement of car, through to rises the indication coefficient application to speed. By this set up, that the basis reserves to rises average speeding of car is factors that not much to de depending from indication car, that is to rises safety movement by improvement the travelling to conditions and the psychology preparation drivers.

Keywords: *car, the average speed movement, the max speed movement, model, coefficient, factor.*

Средняя технологическая скорость движения автомобиля определяет величину выполняемой им транспортной работы. Поэтому в ее повышении заинтересованы как производители, так и потребители АТС, и наиболее очевидным способом этого повышения считается увеличение максимальной скорости.

Однако в настоящее время максимальная скорость движения грузовых автомобилей по дорогам с твердым покрытием и так уже достигла 90—110 км/ч и дальнейший ее рост увеличивает риск ДТП и, кроме того, требует более высоких удельной мощности силовой установки и мощности трансмиссии. Причем после $N_{e\,уд} \approx 35$ кВт/т эффект прироста мощности падает

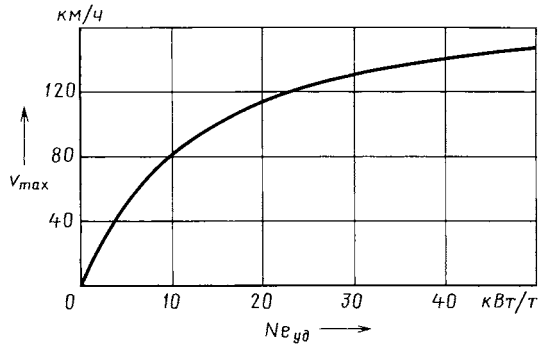


Рис. 1. Зависимость максимальной скорости АТС по дороге с твердым покрытием от удельной мощности двигателя

(рис. 1), что ведет к значительному удорожанию и автомобилей в целом, а значит, и единицы транспортной работы. И чем больше полная масса АТС, тем дороже обходится прирост средней скорости его движения за счет увеличения максимальной скорости. Это хорошо видно из таблицы.

Полная масса автомобиля, т	Стоимость, тыс. руб., силовой установки и трансмиссии от $v_{ср}$ (км/ч)				
	30	40	50	60	70
6	12	20	55	130	320
15	180	250	500	970	1700
20	190	260	530	1250	2200
45	420	1400	2500	4200	7300

Таким образом, есть все основания считать, что рациональные пределы повышения средней технической скорости движения за счет роста максимальной скорости практически исчерпаны. Проще говоря, максимальные скорости АТС увеличивать нецелесообразно. Но означает ли это, что резервы повышения $v_{ср}$ уже исчерпаны тоже? Думается, нет. И вот почему.

Как показывают расчеты, значения коэффициента η_v ($v_{ср}/v_{max}$) использования максимальной скорости грузовых АТС сейчас находятся в пределах 0,60—0,66 с вероятностью 95 % и 0,585—0,675 с вероятностью 99 %. То есть η_v = 0,60÷0,66 (0,585÷0,675). Следовательно, резервы есть: повышение η_v.

Чтобы убедиться в правильности сделанного вывода, воспользуемся концепцией антропоцентризма, в соответствии с которой центральным элементом любой технической системы, в том числе грузового АТС, является человек (водитель).

При таком подходе концептуальную модель армейского автомобиля при его функционировании в режиме движения можно представить в виде схемы, приведенной на рис. 2.

Из него следует, что связи водителя с окружающей средой двусторонние. В результате их действия и осуществляется движение автомобиля. Но они всегда управляющие, т. е. водитель всегда доминирует над системой обеспечения движения. Воздействие же окружающей среды на водителя — одностороннее и влияет на его психофизиологические характеристики.

Далее. Реализация потенциальных возможностей системы обеспечения движения автомобиля в части скорости его движения ограничивается рядом факторов как самой окружающей среды, так и водителя. В результате переход от максимальной скорости движения к средней можно представить на основе теории эквифинальности [1, 2]. То есть рассматривать макси-

Рис. 2. Концептуальная модель АТС как антропоцентрической системы при его движении

мальную скорость как максимальный ее уровень, обеспечиваемый особым сочетанием условий (параметров дорожного полотна, особенностей маршрута движения), которые позволяют полностью реализовать технические возможности автомобиля. Кроме того, к обязательным условиям реализации максимальной скорости относится максимальный уровень навыков и умений водителя, его психологические особенности и физиологическое состояние.

Использование метода эквифинальности дает возможность представить зависимость средней технической скорости от максимальной (рис. 3).

Аналитическая интерпретация предлагаемого подхода предполагает представление зависимости средней скорости движения от максимальной в форме простейшей зависимости: $\upsilon_{ср} = \upsilon_{max}\eta_\upsilon$.

Как видно из рисунка, средняя техническая скорость образуется из максимальной путем введения последовательных ограничений, связанных с безопасностью движения и характеристиками водителя. При этом ограничения, обусловленные безопасностью движения, отражают участки дороги с поворотами, подъемами, спусками, неудовлетворительным состоянием дорожного полотна, а также с движением других АТС.

Все перечисленные ограничения можно характеризовать соответствующими коэффициентами — снижения (разность $\upsilon_{max}-\upsilon_{ср}$) максимальной скорости движения по условиям безопасности ($K_{без}$), безопасной скорости движения по причине недостаточного уровня навыков и умения водителя ($K_{нав}$), скорости движения вследствие психологических особенностей водителя ($K_{пс}$) и снижения скорости движения по причине усталости (потеря работоспособности) водителя ($K_{раб}$).

Произведение данных коэффициентов дает значение η_υ, т. е. $\eta_\upsilon = K_{без}K_{нав}K_{пс}K_{раб}$. Очевидно, что все перечисленные коэффициенты могут изменяться от нуля до единицы. Причем если любой из них равен единице, то это указывает на отсутствие соответствующего ограничения; стремление же значения хотя бы одного

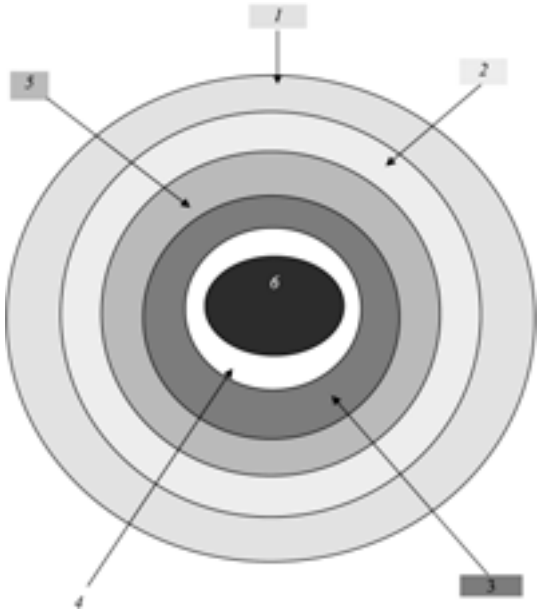


Рис. 3. Качественная зависимость средней технической скорости АТС от его максимальной скорости:

1 — максимальная скорость; *2* — скорость с учетом условий безопасности; *3* — скорость с учетом ограничения по психологическим характеристикам водителя; *4* — скорость с учетом ограничения по психофизиологическому состоянию водителя; *5* — скорость с учетом ограничения по навыкам и умению водителя; *6* — средняя скорость движения

из коэффициентов к нулю свидетельствует о полном влиянии соответствующего фактора на среднюю скорость движения. Например, если $K_{раб} \to 0$, то η_v, а следовательно, и средняя техническая скорость также стремятся к нулю.

Физический смысл коэффициентов $K_{без}$ и $K_{нав}$ пояснений не требует. Но $K_{пс}$ и $K_{раб}$, видимо, в них нуждаются. Сделаем их.

Так, коэффициент $K_{пс}$ характеризует психологический запас водителя по скорости движения — то, что водитель в различных дорожных условиях выдерживает скорость, несколько меньшую технически максимальной для данных дорожных условий с тем, чтобы не балансировать на грани безопасности. Причем величина запаса зависит от психологических и эмоциональных особенностей водителя. И с этой точки зрения водителей можно разделить на две группы: тех, кто допускает существенный риск, и тех, кто его избегает. У первых $K_{пс} = 0{,}1 \div 1{,}8$, у вторых, как правило, $K_{пс} = 0{,}86 \div 0{,}9$. Численность водителей первой группы не превышает 3÷5 %, следовательно, численность второй — подавляющая (от 95 до 97 %).

Коэффициент $K_{раб}$ является функцией времени и определяется выносливостью водителя, его психофизиологическим состоянием и др. Определенная стабильность этого коэффициента обеспечивается нормальными условиями труда и отдыха водителя, а также контролем его состояния перед допуском к управлению автомобилем.

Учитывая сказанное выше, зависимость средней технической скорости движения от скорости максимальной можно записать в виде следующей формулы:

$$v_{ср} = v_{max} K_{раб} K_{пк} \sum_{i=1}^{n} K_{без_i} K_{нав_i} \frac{S_i}{S_\Sigma}$$

($K_{без_i}$, $K_{нав_i}$ — значения коэффициентов, отражающие снижение скорости движения соответственно по причине обеспечения безопасности и вызванных уровнем умений и навыков водителя, в i-х дорожных условиях, S_i, S_Σ — соответственно протяженность i-х дорожных условий и общая протяженность маршрута; n — число дорожных условий на маршруте).

В результате формула для коэффициента использования скорости приобретает такой вид:

$$\eta = K_{раб} K_{пк} \sum_{i=1}^{n} K_{без} K_{нав} \frac{S_i}{S_\Sigma}.$$

В заключение надо сказать, что из четырех рассмотренных коэффициентов к определяющим относятся только два — $K_{без}$ и $K_{пс}$. Причем от характеристик автомобиля они не зависят. Первый определяется условием движения, а второй — особенностями психологии водителя. Их общее влияние на среднюю скорость автомобиля составляет 85—87 %. Степень же влияния на нее коэффициентов $K_{нав}$ и $K_{раб}$ всего лишь 13—15 %. С учетом того, что полностью компенсировать усталость и навыки водителя невозможно, максимальный эффект от мероприятий, направленных на повышение $K_{нав}$ и $K_{раб}$, не превысит 8—10 %, а это соответствует повышению средней технической скорости движения на 12—16 %.

Таким образом, анализ проблемы повышения средней скорости движения автомобиля при сохранении существующего уровня максимальной его скорости показал, что основными резервами значительного увеличения этой скорости являются факторы, мало зависящие от показателей АТС. Главный же резерв — повышение коэффициента безопасности движения за счет улучшения дорожных условий, а также психологическая подготовка водителей.

Литература

1. Системный анализ и принятие решения. Словарь-справочник: Учеб. пособие для вузов / Под ред. В.Н. Волковой, В.Н. Козлова. — М.: Высш. шк., 2004. — 616 с.
2. Волкова В.Н. Теория систем: Учеб. пособие / В.Н. Волкова, А.А. Денисов. — М.: Высш. шк., 2006. — 511 с.

УДК 725.38

Обоснование загруженности проектируемой СТОА, входящей в региональную сеть автомобильного сервиса

Канд. техн. наук В.С. МАЛКИН, А.Н. ЯКОВЛЕВА, С.А. ГОРБАЧЕВ

Тольяттинский ГУ (8.8482. 28-01-25)

Предложен метод расчета интенсивности потока заявок на ремонт и обслуживание автомобилей, поступающих в сервисные предприятия рассматриваемого региона, работающие в условиях жесткой конкуренции. В качестве основного критерия выступают затраты клиента на переезды автомобиля и потери от ожидания в очереди на обслуживание. На основе рассчитанной пропускной способности предприятия может быть оценена его доходность при выбранном числе обслуживающих каналов и месте расположения на местности региона.

Ключевые слова: *автомобильный сервис, система массового обслуживания, оптимизация пропускной способности сервисных предприятий.*

Malkin V.S., Yakovleva A.N., Gorbachev S.A.

SUBSTANTIATION OF CONGESTIION OF THE PROJECTED ENTERPRISE ENTERING IN A REGIONAL NETWORK OF AUTOMOBILE SERVICE

The method of calculation of intensity of a stream of demands for repair and service of the cars arriving in the service enterprises of considered region, working in rigid competition conditions. The expenses of the client for moving of the car and loss from expectation in turn on service act are accepted as the basic criterion. On the basis of the calculated throughput of the enterprise its profitableness can be estimated at the chosen number of serving ports and the location on region district.

Keywords: *automobile service, system of mass service, optimization of throughput of the service enterprises.*

Очевидно, что эффективность функционирования создаваемой СТОА нельзя рассматривать в отрыве от существующей в регионе сети аналогичных предприятий: они работают в условиях достаточно жесткой конкуренции. Поэтому при проектировании новой СТОА весьма важно уметь заранее рассчитать ее будущую загруженность, а следовательно, уровень ее доходности. И здесь в первую очередь должны учитываться те фак-

торы, которыми руководствуется клиент, выбирая СТОА: удобство подъезда к СТОА, наличие очередей, качество выполнения работ и стоимость услуги, быстрота обслуживания, вежливость обслуживающего персонала, условия, при которых он ожидает выполнение услуги, и т. д.

Несомненно, оценка «весомости» перечисленных факторов во многом субъективна, что затрудняет математическое описание задачи определения доходности вводимой в региональную сеть новой СТОА. Однако она все-таки возможна.

Например, всем известно, что каждая заявка на обслуживание автомобиля поступает в случайный момент времени. Более того, и время ее обслуживания также случайно. Но для решения такого рода задач давно уже, причем успешно, применяется теория массового обслуживания. Ее, очевидно, следует использовать и при составлении математической модели функционировании СТОА. При этом нужно исходить из следующих условий.

В регионе (городе, районе) с компактным расположением и связанных дорожной сетью населенных пунктов всегда существует достаточно большое число СТОА, предлагающих, как правило, однотипные услуги по обслуживанию и ремонту автомобилей. Поэтому можно принять, что автовладелец-клиент при наличии очереди на требуемую услугу покинет СТОА и будет обслуживать свой автомобиль в другом месте или приедет на эту же СТОА в другой день — в расчете на то, что очереди не будет. И если окажется, что в момент его появления требуемое оборудование уже занято, но очереди нет, то он, скорее всего, не покинет СТОА. Если же получится, что он не может попасть на обслуживание из-за отказа оборудования, то он гарантированно покинет СТОА.

Рассмотренные состояния системы массового обслуживания, их переходы, представляемые по методу динамики средних, позволяют получить ее математическую модель (см. «АП», 2008, № 2) и выразить среднюю пропускную способность СТОА формулой № 1 (табл. 1). Но если каналы безотказны, т. е. $\beta \to 0$, то формулу № 1 можно записать в виде формулы № 2.

Зная A — пропускную способность СТОА, среднее время t между выпускаемыми (обслуженными) заявками, очевидно, будет соответствовать формуле $t = 1/A$.

Заявка, поступающая в СТОА, когда все каналы заняты, может стоять в очереди (в зависимости от момента прибытия) на протяжении интервала времени от 0 до t. При равновероятном распределении моментов поступления заявок среднее время ее ожидания в очереди будет равно $\bar{t} = 0{,}5t$. Причем оно зависит от вероятности нахождения системы в состоянии, когда все каналы заняты, а в очереди стоит одна заявка. В итоге среднее время простоя заявки в очереди в общем случае выражается формулой № 3, а если принять, что обслуживающие каналы безотказны, то формулой № 4.

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$A = \dfrac{\mu[\lambda_0 + n(\beta+\mu)]}{(\beta+\mu)\left[1 + \dfrac{\mu n}{\lambda_0} + \dfrac{\beta}{v}\right] + \dfrac{\lambda_0}{n}\left[1 + \dfrac{\beta}{v}\right]}$	A — среднее число заявок, обслуживаемых СТОА в единицу времени; μ — интенсивность потока обслуживаний (производительность канала); n — число обслуживающих каналов (однотипных стендов, подъемников и т. п.); λ_0 — интенсивность потока заявок; β — интенсивность потока отказов канала; v — интенсивность потока восстановления канала
2	$A_б = \dfrac{\lambda_0 + \mu n}{1 + \dfrac{\mu n}{\lambda_0} + \dfrac{\lambda_0}{\mu n}}$	$A_б$ — пропускная способность СТОА, если обслуживающие каналы безотказны
3	$\bar{t}_{ож} = \bar{t}\, P_{2,1} = \dfrac{0{,}5\lambda_0}{n\mu[\lambda_0 + n(\beta+\mu)]}$	$P_{2,1}$ — вероятность того, что в очереди стоит одна заявка
4	$\bar{t}_{ож_б} = \dfrac{0{,}5\lambda_0}{n\mu[\lambda_0 + n\mu]}$	—
5	$C_\Sigma = (c_{i,j} + S_j)$	—
6	$C_{i,j} = k_j(c_{i,j} + S_j)$	—
7	$\Delta_j - \lambda_j - A_j$	
8	$\lambda_{i,j} = \dfrac{\lambda_i}{C_{i,j}\sum\limits_{j=1}^{m}\dfrac{1}{C_{i,j}}}$	—
9	$\Delta_{i,j} = \dfrac{\Delta_j\lambda_{i,j}}{\sum\limits_{i=1}^{k}\lambda_{i,j}}$	—
10	$\Delta\lambda_{i,j}^{(j)} = \dfrac{\Delta_{i,j}}{C_{i,j}\sum\limits_{j=1}^{m}\dfrac{1}{C_{i,j}}}$	—

Известно, далее, что владельцы автомобилей личного пользования прибегают к услугам СТОА в среднем 2—4 раза в год[1]. Таким образом, при известном парке автомобилей в регионе можно определить среднее годовое число обращений к услугам СТОА и, соответственно, интенсивность общего потока заявок. Если в регионе существует m СТОА, то при определении их пропускной способности (загруженности) полезно провести локализацию местонахождения автомобилей, считая, что в городах они изначально находятся в больших кооперативных гаражах, хранятся на крупных автостоянках и т. п., а если в качестве региона рассматривается территория некоторого района или области, то местом локализации можно считать населенные пункты, связанные дорожной сетью с СТОА. В этом случае потоки заявок на услуги СТОА от каждой из k принятых точек локализации можно рассматривать по отдельности: λ_i $(1 \le i \le k)$.

Теперь, зная расстояния между точками локализации автомобилей и СТОА, по среднему путевому расходу топлива и его стоимости можно рассчитать затраты $c_{i,j}$ клиентов (здесь $1 \le j \le m$) на подъезд автомобилей к СТОА. А располагая данными оценки клиентами СТОА времени ожидания в очереди и средним временем ожидания в ней, можно выразить затраты S_j клиентов на простои в очереди. Тогда общие затраты $C_{i,j}$ клиентов, прибывающих из i-й точки локализации автомобилей на j-ю СТОА, будут выражаться формулой № 5.

Но, как упоминалось, предпочтение клиентов при выборе СТОА для обслуживания своего автомобиля зависит не только от удаленности станции и потерь времени в очереди, но и от других факторов (качества выполнения работ и т. д.). В связи с чем для учета влияния «положительных» факторов введем коэффициент $k_j \le 1$, условно снижающий затраты клиентов из i-й точки локализации автомобилей. В этом случае формула № 5 приобретает вид формулы № 6. Можно принять, что поток заявок клиентов распределяется обратно пропорционально их затратам (например, если затраты при обращении клиента в первую СТОА в 2 раза больше, чем при обращении во вторую, то поток заявок во вторую СТОА будет в 2 раза больше, чем в первую), тогда для расчета потока заявок следует воспользоваться формулой № 7.

Общий поток заявок, поступающих в j-ю СТОА, будет выражаться суммой $\lambda_j = \sum_{i=1}^{k} \lambda_{i,j}$ их потоков. Пропускную же способность СТОА можно рассчитать по формуле № 1 или 2, приняв, что $\lambda_0 = \lambda_j$.

Зная пропускную способность и поступающий поток заявок, можно найти «излишки» Δ_j потока, характеризующие тех клиентов, которые уходят из СТОА, не желая долго ждать в очереди (формула № 8).

Далее следует перераспределить эти излишки пропорционально потокам заявок, поступающим от точек локализации автомобилей (формула № 9), а полученные по ней значения — перераспределить в соответствии с формулой № 7. В итоге получается формула № 10.

Если клиент возвратится на ту же СТОА, надеясь на отсутствие очереди, то его затраты $C_{i,j}$ будут соответствовать формуле № 5, а если он решит воспользоваться услугой другой СТОА, то вместо $c_{i,j}$ в формулу нужно поставить стоимость переезда на эту СТОА.

Далее следует вновь рассчитать общий скорректированный поток заявок, поступающих в j-ю СТОА, а также соответствующую пропускную способность всех СТОА и проверить выполнение условия $\sum_{j=1}^{m} A_j \ge \sum_{i=1}^{k} \lambda_i$. Если оно не соблюдается, то вновь определяют «излишки» потоков, перераспределяют их по формулам № 9, 10 и повторяют решение.

Условие окончания решения вытекает из того, что все автомобили, находящиеся в региональной сети СТОА, должны быть и будут обслужены, т. е. действует равенство $\sum_{j=1}^{m} A_j = \sum_{i=1}^{k} \lambda_i$.

Окончательно значения пропускной способности СТОА, отвечающие условию равенства, могут быть найдены путем интерполяции полученных результатов расчета.

При решении задачи следует учитывать, что формулы для определения значений пропускной способности и среднего времени ожидания клиента в очереди выводились для региональной сети СТОА, работающих в условиях достаточно жесткой конкуренции, когда клиент не соглашается стоять в очереди, если она больше одного автомобиля.

Такое возможно, только когда общая пропускная способность СТОА региона, по крайней мере, в 1,5 раза больше суммарного потока заявок. И это можно обосновать следующим образом.

Если поделить правую и левую части формулы № 2 на μn и в качестве предельного случая загруженности системы принять, что $\mu n = \lambda_0$, то эту формулу можно записать так: $\frac{A}{\mu n} = \frac{1+1}{1+1+1} = \frac{2}{3}$. Отсюда $\mu n = \frac{3}{2} A$, а поскольку все заявки должны быть обслужены, то пропускная способность равна интенсивности потока заявок, т. е. $A = \lambda_0$.

Рассмотрим применение предлагаемого метода для определения пропускной способности региональной сети СТОА.

Допустим, что автомобили, находящиеся в четырех населенных пунктах, обслуживаются двумя (№ 1 и № 2) СТОА, имеющими соответственно четыре и десять подъемников; среднее время использования подъемника при обслуживании одной заявки равно 1 ч, а интенсивность потока обслуживаний $\mu_1 = \mu_2 = 1$ ч$^{-1}$. Намечено открыть еще одну СТОА, № 3, имеющую два подъемника с более производительным оборудованием, позволяющим иметь $\mu_3 = 1{,}2$ ч$^{-1}$.

Расстояния между населенными пунктами (точками локализации автомобилей) и каждой из СТОА, а

[1] Кузнецов Е. С. Затраты на приобретение и эксплуатацию автомобилей личного пользования // Автомобильная промышленность. 2008. № 6. — С. 3—4.

также расстояния между СТОА известны. Это позволяет по среднему путевому расходу топлива и его стоимости рассчитать затраты клиентов на переезды.

Час ожидания в очереди на обслуживание автомобиля клиенты в среднем оценивают в 200 руб. Интенсивности потоков заявок λ_i, расстояния от точки локализации автомобилей до СТОА, а также стоимости переездов $c_{i,j}$ приведены в табл. 2 ($c_{1,1}$ = 12 руб., $c_{1,2}$ = 15 руб., $c_{1,3}$ = 38 руб. и т. д.), а стоимость переезда между СТОА № 1 и СТОА № 2 составляет 5 руб., между № 1 и № 3 — 18 руб., между № 2 и № 3 — 13 руб. Кроме того, примем для простоты $k_j = 1$.

Сначала по формуле № 7 распределим потоки заявок от точек локализации автомобилей, принимая в расчет только стоимости переездов $C_\Sigma = c_{i_j}$, поскольку затраты на ожидание в очереди нам еще не известны; $\lambda_{1,1} = \dfrac{2}{12\left(\frac{1}{12}+\frac{1}{15}+\frac{1}{38}\right)} = 0{,}945$. Аналогично находим $\lambda_{1,2} = 0{,}756$ и $\lambda_{1,3} = 0{,}298$ и т. д.

По результатам распределения вычисляем общий поток заявок, поступающих в j-ю СТОА, который будет выражаться суммой интенсивностей потоков: $\lambda_{j=1} = \sum\limits_{i=1}^{4} \lambda_{i,j} = 2{,}592$, $\lambda_{j=2} = 2{,}989$, $\lambda_{j=3} = 2{,}592$. И уже по формуле № 2 находим пропускную способность СТОА:

$$A_1 = \frac{2{,}917+4}{1+\frac{4}{2{,}917}+\frac{2{,}917}{4}} = 2{,}231 \text{ ч}^{-1}.$$

Таблица 2

λ_i	СТОА № 1	СТОА № 2	СТОА № 3
2	$c_{1,1}$ = 12 руб., S_1 = 11 руб.	$c_{1,2}$ = 15 руб., S_2 = 2 руб.	$c_{1,3}$ = 38 руб., S_3 = 22 руб.
	0,945 ($\Delta_{1,1}$=0,222) +0,046 +0,020 [1,043] +0,032	0,756 ($\Delta_{1,2}$=0,049) +0,150 +0,019 [0,987] +0,062	0,298 ($\Delta_{1,2}$=0,107) +0,026 +0,009 [0,348] +0,015
3	$c_{2,1}$ = 52, S_1 = 11	$c_{2,2}$ = 50, S_2 = 2	$c_{2,3}$ = 25, S_3 = 22
	0,728 ($\Delta_{2,1}$=0,171) +0,015 +0,028 [0,924] +0,153	0,757 ($\Delta_{2,2}$=0,049) +0,133 +0,008 [1,194] +0,296	1,514 ($\Delta_{2,3}$=0,544) +0,023 +0,013 [1,645] +0,095
2,5	$c_{3,1}$ = 10, S_1 = 11	$c_{3,2}$ = 8, S_2 = 2	$c_{3,3}$ = 40, S_3 = 22
	1,000 ($\Delta_{3,1}$=0,235) +0,052 +0,026 [1,104] +0,026	1,250 ($\Delta_{3,2}$=0,081) +0,156 +0,042 [1,499] +0,051	0,250 ($\Delta_{3,3}$=0,090) +0,027 +0,012 [0,301] +0,012
1	$c_{4,1}$ = 37, S_1 = 11	$c_{4,2}$ = 40, S_2 = 2	$c_{4,3}$ = 17, S_3 = 22
	0,244 ($\Delta_{4,1}$=0,057) +0,006 +0,008 [0,310] +0,052	0,226 ($\Delta_{4,2}$=0,014) +0,043 +0,003 [0,372] +0,100	0,530 ($\Delta_{4,3}$=0,190) +0,001 +0,003 [0,579] +0,038
Итого	2,917 [3,381]	2,989 [4,052]	2,592 [2,873]

Теперь рассчитаем пропускную способность всех СТОА и сравним ее с общим потоком заявок:

$$\sum_{j=1}^{3} A_j = 6{,}688 < \sum_{i=1}^{4} \lambda_i = 8{,}5.$$

По формуле № 4 вычислим среднее время ожидания заявки в очереди: $\bar{t}_1 = \dfrac{0{,}5 \cdot 2{,}917}{4(2{,}917+4)} = 0{,}053$ ч, $\bar{t}_2 = 0{,}0115$ ч и $\bar{t}_3 = 0{,}108$ ч. Умножая время простоя $t_{пр}$ на оценку клиентом ожидания в течение 1 ч, получаем средние затраты на ожидание клиента в очереди на каждой СТОА: $S_1 = 10{,}5 \approx 11$ руб., $S_2 = 2{,}3 \approx 2$ руб., $S_3 = 21{,}6 \approx 22$ руб., и проставляем их в табл. 2.

Поскольку пропускная способность СТОА меньше интенсивности потока поступающих заявок, находим возникающие «излишки»: $\Delta_j = \lambda_j - A_j$; $\Delta_1 = 2{,}917 - 2{,}231 = 0{,}686$, $\Delta_2 = 0{,}193$, $\Delta_3 = 0{,}931$. По формуле № 9 перераспределяем эти излишки пропорционально потокам заявок, поступающим от точек локализации автомобилей: $\Delta_{1,1} = \dfrac{0{,}686 \cdot 0{,}945}{2{,}917} = 0{,}222$, $\Delta_{2,1} = 0{,}171$, $\Delta_{3,1} = 0{,}235$ и т. д. (результаты расчета приведены в той же табл. 2).

Перераспределение клиентов, не желающих стоять в очереди более одной заявки, будет происходить с учетом стоимости переездов на другую СТОА или повторного приезда на ту же СТОА, а также полученных расчетом затрат на ожидание в очереди. Например, затраты клиентов СТОА № 1, переезжающих на СТОА № 2, составят $c_{1,2} = 5 + 2 = 7$ руб., а переезжающих на СТОА № 3 — $c_{1,3} = 18 + 22 = 40$ руб. Зная затраты, следует по формуле № 10 произвести расчет дополнительных потоков заявок из СТОА № 1, потом из СТОА № 2 и т. д.:

$$\Delta\lambda_{1,1}^{(1)} = \frac{0{,}222}{23\left(\frac{1}{23}+\frac{1}{7}+\frac{1}{40}\right)} = 0{,}046; \quad \Delta\lambda_{1,2}^{(1)} = 0{,}15;$$

$$\Delta\lambda_{1,1}^{(2)} = \frac{0{,}049}{16\left(\frac{1}{16}+\frac{1}{17}+\frac{1}{35}\right)} = 0{,}020.$$

Результаты этих расчетов в табл. 2 помечены знаком «+».

Далее находим скорректированную интенсивность потоков заявок от каждой точки локализации автомобилей (в табл. 2 цифры в квадратных скобках) и суммарную интенсивность потоков, обслуживаемых каждой СТОА. После чего вновь рассчитываем пропускную способность всех СТОА и сравниваем ее с заданным потоком заявок: $\sum\limits_{j=1}^{3} A_j = 7{,}803 < 8{,}5$.

Поскольку пропускная способность всех СТОА меньше суммарного потока заявок, то решение продолжается, т. е. составляется новая таблица, в которой в качестве начальных значений $\lambda_{i,j}$ используются значения, отмеченные в табл. 2 в квадратных скобках.

Таблица 3

№ этапа	A_1	A_2	A_3	ΣA_j
1	2,231	2,796	1,661	6,688
2	2,432	3,362	1,739	7,803
3	2,698	4,577	1,833	9,108
Результат	2,574	4,137	1,789	8,500

Для рассматриваемого примера потребовались три этапа решений, которые представлены в табл. 3.

Результаты расчетов пропускной способности СТОА найдем путем линейной интерполяции полученных значений:

$$A_1 = 2{,}432 + \frac{(2{,}698 - 2{,}432)(8{,}5 - 7{,}803)}{(9{,}108 - 7{,}803)} = 2{,}574;$$

$$A_2 = 4{,}137; \quad A_3 = 1{,}789.$$

Следует напомнить, что на первом этапе заявки по СТОА распределялись только с учетом затрат на переезд автомобилей от точки их локализации до СТОА, поскольку затраты от ожидания в очереди известны не были. По результатам трех этапов расчета затраты от ожидания в очереди выражаются следующими цифрами: S_1 — 10,5, 11,43 и 12,6 руб.; S_2 — 2,3, 2,87 и 3,53 руб.; S_3 — 21,6, 22,7 и 24,05 руб.

Из приведенных цифр следует, что затраты от ожидания в очереди на разных СТОА существенно различаются, причем их изменение по этапам расчета не столь значительно. Приняв для начального этапа величину затрат S_1 = 11 руб., S_2 = 3 руб. и S_3 = 23 руб., распределили заданные условием задачи потоки заявок для трех подъемников СТОА № 3 и по той же методике для четырех и пяти подъемников.

Предлагаемая методика расчета пропускной способности региональной сети сервисных предприятий, работающих в условиях случайного потока заявок и случайной трудоемкости выполнения работ по ремонту и техническому обслуживанию автомобилей, позволяет на этапе обоснования проектировочных решений определять наиболее приемлемые варианты размещения вновь создаваемых предприятий, а также выбирать оптимальное число постов (технологического оборудования) и численность производственных рабочих. Учитывая большую трудоемкость расчетных работ в тех случаях, когда число точек локализации автомобилей и сервисных предприятий велико, для практической реализации предлагаемого метода может быть использована специальная программа машинного расчета.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.436

Динамическая модель дизеля

Канд. техн. наук А.Г. КУЗНЕЦОВ

МГТУ имени Н.Э. Баумана (8.499. 263-63-91)

Предложена методика составления математической модели комбинированного дизеля, описывающая динамические режимы работы и обеспечивающая полунатурное моделирование переходных процессов в реальном времени.

Ключевые слова: *методика, модель, дизель, динамика, моделирование.*

Kuznetsov A.G.

DIESEL DYNAMIC MODEL

The emphasis is on the method of modeling for diesel. This model is used for dynamic condition simulation for diesel in real time.

Keywords: *method, model, diesel, dynamic, modeling.*

При создании систем управления дизелями целесообразно применять, как показал опыт, так называемое полунатурное моделирование, при котором часть элементов системы (микропроцессорный контроллер, некоторые датчики и исполнительные устройства) составляют натурную часть установки, а дизель представлен в виде математической (компьютерной) модели (рис. 1): поршневой его части, топливной аппаратуры, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов, выходными параметрами которых являются угловые скорости коленчатого вала дизеля ($\omega_д$) и ротора ($\omega_т$) турбокомпрессора, давления воздуха во впускном ($p_к$) и газов ($p_г$) в выпускном трубопроводах, цикловая подача $q_ц$ топлива, и входными воздействиями — положение h органа управления топливоподачей (рейки ТНВД) и момент $M_н$ сопротивления нагрузки.

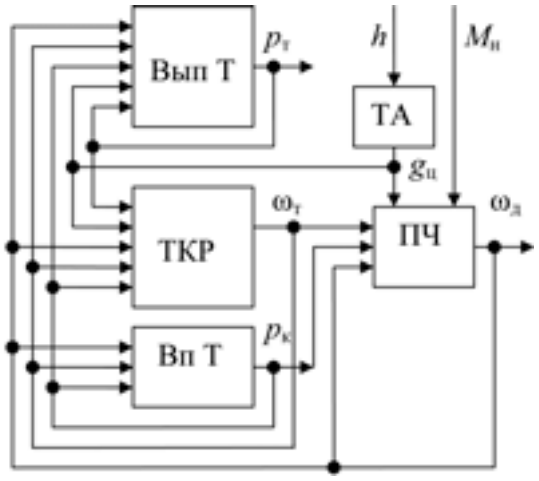


Рис. 1. Функциональная схема комбинированного дизеля

Рис. 2. Структура динамической модели комбинированного дизеля

При таком моделировании периодичность обмена информацией между натурной и модельной частями системы идет в реальном времени и составляет, как правило, единицы миллисекунд. В связи с этим для имитации работы дизеля на переходных режимах необходима «быстрая» динамическая модель (ее структура приведена на рис. 2). В ней, как видно из рисунка, параметры рабочего процесса разделены на три группы. К первой относятся исходные данные ($\omega_{д0}$, $\omega_{т0}$, $p_{к0}$, $p_{т0}$, h_0, T_0, где T_0 — температура окружающей среды). Ко второй — параметры, которые для достижения высокой скорости расчета определены заранее в виде функциональных зависимостей от других (исходных) параметров: коэффициенты, характеризующие отличие реальных рабочих процессов от теоретических, и параметры рабочего процесса, требующие значительного времени при расчетах: индикаторный КПД (η_i) дизеля, коэффициент (η_V) наполнения, адиабатический КПД ($\eta_{ад}$) компрессора, эффективный КПД ($\eta_т$) турбины, цикловая подача топлива ($q_ц$), температура ($T_г$) газов в выпускном трубопроводе, моменты внутренних потерь в дизеле ($M_п$) и сопротивления нагрузки ($M_н$), расходы воздуха через компрессор ($G_к$) и газов через турбину ($G_т$). В третью группу входят параметры, значения которых рассчитываются по формулам рабочего процесса: плотность ρ надувочного воздуха, коэффициент α избытка воздуха, расход $G_д$ воздуха через дизель, расход $G_{топ}$ топлива, индикаторные моменты дизеля (M_i), компрессора ($M_к$) и турбины ($M_т$).

Рассмотрим математические соотношения, вошедшие в состав «быстрой» динамической модели.

Поршневая часть дизеля с топливной аппаратурой. Динамический баланс механических энергий дизеля и потребителя энергии описывается уравнением вращения коленчатого вала (формула № 1 в таблице).

Основной показатель эффективности сгорания топлива в цилиндрах дизеля, что общеизвестно, — индикаторный КПД, величина которого зависит от коэффициента избытка воздуха, степени λ повышения давления газов при сгорании, степени неравномерности распределения топлива по объему камеры сгорания, частоты вращения коленчатого вала и плотности воздуха, поступающего в цилиндры. Правда, влияние плотности воздуха на η_i незначительно и проявляется через изменение α и λ. Причем λ — один из основных показателей динамики цикла и непосредственно зависит от части теплоты, выделившейся за первые два периода сгорания, которая определяется порцией топлива, поданной в камеру сгорания за период запаздывания воспламенения.

Закон подачи топлива зависит от топливной аппаратуры и при известном положении h рейки ТНВД достаточно полно характеризуется скоростным режимом двигателя ($\omega_д$).

Влияние степени неравномерности распределения топлива по объему камеры сгорания на η_i при выбранном способе смесеобразования сказывается через величины $\omega_д$ и α.

В целом же анализ показывает, что на величину η_i наибольшее влияние оказывают α и $\eta_д$. Поэтому в расчетах индикаторный КПД выражается зависимостью η_i (α, $\omega_д$).

На коэффициент η_v наполнения, характеризующий отличие количества воздуха, поступающего в двигатель, от того, которое может заполнить цилиндры при параметрах $p_к$ и $T_к$ перед впускными органами, наиболее значительно влияют потери во впускном и выпускном трубопроводах и подогрев поступающего заряда от нагретых поверхностей цилиндра.

Так, с повышением угловой скорости коленчатого вала увеличиваются скорости движения заряда на

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{d\omega_д}{dt} = \frac{1}{I_д}(M_i - M_с - M_н)$	$I_д$ — момент инерции коленчатого вала и потребителя энергии
2	$\frac{d\omega_т}{dt} = \frac{1}{I_т}(M_т - M_к)$	$I_т$ — момент инерции ротора турбокомпрессора
3	$T_к = T_0[1 + (\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1)/\eta_{кад}]$	T_0 — температура надувочного воздуха; π — степень сжатия компрессора; k — показатель адиабаты (k = 1,4); $\eta_{кад}$ — адиабатический КПД компрессора
4	$L_{кад} = \frac{k}{k-1} R_в T_0(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1)$	$R_в$ — газовая постоянная для воздуха
5	$L_к = L_{кад}/\eta_{кад}$	—
6	$N_к = G_к L_{кад}/\eta_{кад}$	—
7	$M_к = N_к/\omega_т$	—
8	$L_{тад} = \frac{k_г}{k_г - 1} R_г T_г(1 - \pi_т^{\frac{1-k_г}{k_г}})$	$k_г$ — показатель адиабаты для отработавших газов дизеля; $R_г$ — газовая их постоянная; $\pi_т$ — степень расширения газов в турбине
9	$L_т = L_{тад}\eta_т$	$\eta_т$ — КПД турбины
10	$N_т = G_т L_т$	
11	$M_т = N_т/\omega_т$	
12	$\frac{dp_г}{dt} = \frac{R_г T_г}{V_{вып}}(G_д + G_{топл} - G_т)$	

впуске и газов на выпуске, это ведет к росту потерь и снижению η_v; при увеличении давления $p_к$ наддува относительные потери давления на впуске уменьшаются, а коэффициент η_V возрастает.

Влияние подогрева заряда на различных режимах также можно характеризовать значениями $\omega_д$ и $p_к$. Поэтому для описания коэффициента наполнения может быть использована зависимость $\eta_V(\omega_д, p_к)$.

В модели принято допущение о незначительном влиянии динамических свойств топливной аппаратуры дизеля на процесс топливоподачи. В связи с чем цикловая подача топлива выражается в виде алгебраической функциональной зависимости от положения h рейки ТНВД и угловой скорости $\omega_д$ коленчатого вала и имеет вид $q_ц(h, \omega_д)$.

Температура $T_г$ отработавших газов зависит от многих факторов, но основными из них являются η_i, α, $p_к$, и $T_к$, $\omega_д$ и суммарный коэффициент потерь теплоты за цикл. Например, при увеличении α за процесс расширения и выпуска температура $T_г$ уменьшается, что увеличивает η_i, причем понижение $T_г$ снижает теплоотдачу за процесс расширения. В свою очередь, рост η_i приводит к уменьшению температуры газов, покидающих цилиндр, и, как следствие, к сокращению теплоотдачи в период выпуска. В итоге совместное действие этих факторов заметно изменяет суммарные потери за цикл. С ростом $\omega_д$ температура отработавших газов вследствие изменения тепловыделения в цилиндре и теплоотдачи за процесс выпуска увеличивается.

С ростом температуры $T_к$ надувочного воздуха, зависящей от сочетания $p_к$ и α, возрастает количество теплоты, вносимой воздухом в цилиндры. В результате $T_г$ и суммарные потери теплоты за цикл становятся больше.

Учитывая все это, для $T_г$ принята функциональная зависимость вида $T_г(\omega_д, \alpha, p_к)$.

Внутренние потери механической энергии в дизеле складываются из потерь на трение и энергии, расходуемой на очистку и наполнение цилиндров, привод агрегатов топливоподачи, смазки и охлаждения. При этом потери на трение увеличиваются с ростом $\omega_д$, $p_к$.

Затраты энергии на организацию процессов газообмена зависят от соотношения давлений на впуске ($p_к$) и выпуске ($p_г$), но так как между $p_к$ и $p_г$ существует связь, то для определения момента $M_п$ внутренних потерь может быть использована зависимость $M_п(\omega_д, p_к)$.

Остальные параметры, необходимые для расчета правой части дифференциального уравнения дизеля (третья группа параметров на рис. 2), определяются по формулам теории рабочих процессов дизеля с использованием заданных выше функциональных зависимостей (вторая группа на рис. 1).

Так, плотность ρ воздуха, поступающего в цилиндры, дает зависимость $\rho = p_к/(R_в, T_к)$, в которой $R_в$ — газовая постоянная воздуха; его расход $G_д$ через дизель — зависимость $G_д = \rho i V(n_д/120)\eta_v$, где i — число цилиндров; V — рабочий объем цилиндра; $\omega_д/120$ — число циклов за 1 с при частоте вращения дизеля $\omega_д$; расход топлива $G_т$ — зависимость $G_т = iq_ц\omega_д/120$; коэффициент избытка воздуха α — зависимость $\alpha = G_д/(14{,}3G_т)$; индикаторный момент M_i дизеля — зависимость $M_i = H_u G_т \eta_i/\omega_д$ (где H_u — низшая теплота сгорания дизельного топлива).

Динамический баланс механических энергий турбины и компрессора описывается уравнением вращения ротора турбокомпрессора (формула № 2) (в ней $I_т$ — момент инерции ротора турбокомпрессора).

Отношение работы, затрачиваемой на привод компрессора, с учетом потерь, которые связаны с гидравлическим сопротивлением проточной части и теплообменом, к адиабатической работе процесса сжатия, задается адиабатическим КПД компрессора ($\eta_{кад}$). Причем параметры, определяющие режим работы компрессора, взаимосвязаны: при определенной частоте $\omega_т$ вращения ротора влияние дизеля на компрессор проявляется через величину давления $p_к$ воздуха во впускном трубопроводе. Остальные же параметры, $G_к$ и $T_к$, определяются сочетанием $\omega_т$ и $p_к$. Поэтому в рассматриваемой модели для компрессора используются функциональные зависимости $\eta_{кад}(\omega_т, \pi_к)$ и $G_к(\omega_т, \pi_к)$, где $\pi_к = p_к/p_0$ — степень повышения давления воздуха в компрессоре.

Температура $T_к$ воздуха на выходе из компрессора выражается формулой № 3.

Адиабатическая работа $L_{кад}$ сжатия 1 кг воздуха в компрессоре подсчитывается по формуле № 4, а действительная ($L_к$), т. е. с учетом потерь на гидравлическое сопротивление и теплообмен, — по формуле № 5. Мощность $N_к$, затрачиваемую на привод компрессора, дает формула № 6, а момент $M_к$, необходимый на привод, — формула № 7.

Для учета эффективности преобразования располагаемого в газовой турбине теплоперепада в механическую энергию необходимо задать зависимость эффективного КПД турбины ($\eta_т$) от режима ее работы, т. е. параметров ее работы ($\omega_т$, $\pi_т$, $T_г$, $G_т$, где $\pi_т = p_г/p_{т0}$ — степень понижения давления газов в турбине от $p_г$ на входе до $p_{т0}$ на выходе).

С учетом закономерности теории подобия режим работы турбины можно определить сочетанием степени $\pi_т$ понижения давления на ней и приведенной угловой скорости $\omega_{т\,пр}$ ее ротора ($\omega_{т\,пр} = \omega_т/\sqrt{T_г}$).

По этим первичным параметрам выражаются зависимости $\eta_т(\omega_{т\,пр}, \pi_т)$ и $G_{т\,пр}(\omega_{т\,пр}, \pi_т)$, где $G_{т\,пр} = G_т\sqrt{T_г}/p_г$ — приведенный расход газов через турбину.

Остальные параметры определяются по формулам рабочего процесса турбины.

Так, адиабатическую работу 1 кг газа в турбине дает формула № 8; работу $L_т$ с учетом потерь движения потока в турбине и на трение в турбокомпрессоре — формула № 9; мощность $N_т$, снимаемую с ротора турбины, — формула № 10; а момент $M_т$, развиваемый турбиной, — формула № 11.

Уравнение изменения давления воздуха во впускном трубопроводе записывается в виде формулы $\frac{dp_к}{dt} = \frac{R_в T_к}{V_{вп}}(G_к - G_д)$, где $V_{вп}$ — объем впускного трубопровода; такое же уравнение давления газов в выпускном трубопроводе — в виде формулы № 12.

Используемые в «быстрой» динамической модели зависимости между параметрами рабочего процесса — полиномы, коэффициенты которых определяются методом наименьших квадратов по характеристикам элементов дизеля. Виды полиномов подбираются из условия соответствия описываемых ими зависимостей закономерностям рабочего процесса дизеля.

Применение в «быстрой» динамической модели зависимостей между параметрами в виде полиномов дает возможность моделировать динамические режимы переходных процессов как в заданной области исходных режимов (интерполяция), так и за ее пределами (экстраполяция).

Рассмотренная методика полунатурного моделирования была использована при создании систем управления автомобильного и тепловозного дизелей и доказала свою эффективность: она позволила разработать математические модели, имитирующие динамические режимы этих дизелей в реальном времени.

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин [и др.]; под ред. А.С. Орлина. М.: Машиностроение, 1971. — 400 с.
2. Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. М.: Машгиз, 1963. — 639 с.

УДК 658.788.4

Пластмассовая производственная тара

Б.Ф. ЛАПТЕВ

УНИПТИмаш (7.8422. 34-96-71)

Номенклатура комплектующих изделий и запасных частей к автомобилям насчитывает более 40 тыс. наименований. Причем третья часть из них — мелкие детали, которые при транспортировании и хранении требуют применения мелкой тары. Изготовлять ее заново для каждой очередной партии таких деталей, очевидно, экономически нецелесообразно. В связи с чем в свое время и было принято решение создать пластмассовую многооборотную производственную тару. Чем же объясняется такое решение? Ответ однозначен: накопленный опыт организации пакетных перевозок комплектующих изделий и запасных частей говорит о том, что эффективность перевозок зависит не только от габаритных размеров транспортного пакета, но и от вида упаковки.

Так, опыт доказал, что транспортные пакеты, сформированные из деревянных, картонных и пластмассовых ящиков, дают совершенно разную эффективность перевозок. Например, пакеты, состоящие из деревянных ящиков, способны противостоять значительным динамическим и статическим нагрузкам. То есть деревянные ящики благодаря их жесткости позволяют создать транспортный пакет, который не изменяет формы при многоярусном штабелировании, а также сохраняют груз при перевозках любым видом транспорта на сколько угодно большие расстояния. Кроме того, некоторые ящики имеют конструкцию, которая позволяет вводить вилы погрузчика под днище ящика или транспортного пакета, сформированного из этих ящиков, избавляя таким образом от необходимости использования поддонов. Однако деревянные ящики имеют значительную разницу между полезным и габаритным объемами, что снижает возможности применения не только самой тары, но и складских помещений, а также транспортных средств.

Пакеты из картонных ящиков, устанавливаемые на плоском деревянном поддоне, со всех точек зрения, кроме прочности, более приемлемы. Особенно, если их изготовляют из гофрированного картона марок «Т» и «П», пропитанного специальным клеем или покрытого полиэтиленом, воском, резиной, различными смолами. Поэтому их рекомендуется применять в качестве мелкой тары.

Самый же выгодный вариант — тара пластмассовая, устанавливаемая на стандартных плоских деревянных поддонах. Во-первых, она очень удобна при ручном перемещении небольших партий груза, потому что сама почти в 6 раз легче металлической и в 4 раза — деревянной. Во-вторых, срок ее службы выше аналогичного показателя металлической и в 4 раза больше, чем деревянной (восемь, четыре и два года соответственно). В-третьих, по коэффициенту $K_т$ грузовместимости, т. е. отношению разности между массой $M_{бр}$ брутто и массой $M_{нет}$ нетто пакета к его грузоподъемности $q_п$ $\left(K_т = \frac{M_{бр} - M_{нет}}{q_п}\right)$, она превосходит все другие типы тары, за исключением картонной: у нее он самый небольшой. В-четвертых, у пластмассовой тары очень большой коэффициент $K_в$ вместимости, подсчитываемый по формуле $K_0 = \frac{V_г}{V_п} = \frac{\sum_{i=1}^{n} V_{лi}}{lbh}$, в которой l, b, h — соответственно габариты — длина, ширина и высота пакета. Чем больше $K_в$, тем больше груза может разместиться в пакете. В-пятых, у нее оптимален коэффициент $\gamma_п$ использования грузоемкости, который отражает возможности использования грузоподъемности $q_п$ пакета при перевозках грузов с различной объемной массой $M_{об}$ и подсчитывается по формуле

$$\gamma_п = \frac{M_{об} \sum_{i=1}^{n} V_i}{\sum_{i=1}^{n} q_{п_i}}.$$

С точки зрения стоимости пластмассовая тара, конечно, уступает картонный: она в 15 дороже. Однако если учесть, что первая — многоразовая, а вторая — фактически одноразовая, то вывод очевиден. И он подтвержден практикой: те заводы, которые перешли на пластмассовую тару, только за счет увеличения срока ее службы получают

довольно существенный ежегодный экономический эффект. Это подшипниковые заводы, заводы, занимающиеся производством автонормалей, автоприборов и т. д. И автозаводы, естественно. Например, на ВАЗе ее в настоящее время более 1 млн ед. Причем наибольшим спросом здесь (и не только) пользуется производственная тара с номинальными размерами 150×100×50, 150×100×80, 200×150×125, 300×200×80, 300×200×160 и 400×300×200 мм.

Изготовляют эту тару из полиэтилена высокой плотности и полипропилена. Температурный интервал эксплуатации тары из полиэтилена — от 223 К (−50 °С) до 343 К (70 °С), а из пропилена — от 263 К (−10 °С) до 393 К (120 °С). При перекосе тары с грузом роль ручек на всех ее типоразмерах выполняет отбортовка; штабелируется она на внешние ребра, а порожняя тара вкладывается одна в другую на 2/3 высоты.

Технология переработки пластмасс в производственную тару очень проста: благодаря свойствам пластической деформации материала ящики изготовляют литьем под давлением, прессованием или формованием. Причем после любой из этих операций механическая обработка практически не требуется.

В настоящее время пластмассовая тара стала неотъемлемой частью оснастки каждого рабочего места производственных технологических линий, а также средством упорядочения хранения продукции на складах и хранения межоперационных заделов изделий. Многие предприятия используют ее не только для хранения, но и для мойки деталей, поскольку пластмассы не боятся ни воды, ни агрессивных жидкостей.

Известны и случаи компоновки пластмассовой тары с другими ее типами. Например, с крупной металлической, когда она выполняет функции транспортировочных вставных элементов в универсальную металлическую крупную ящичную тару. В такой комбинированной таре транспортируются, как правило, небольшие детали — валы, подшипники, шестерни и т. д. Это позволяет совмещать технологические и транспортные операции, избегать переваливания изделий из одной тары в другую.

В целом можно сказать, что пластмассовая тара — выгодная замена картонной и деревянной. Она сокращает число упаковочных операций, повышает производительность труда и культуру производства, ликвидирует скопления использованной упаковки, а следовательно, и необходимость утилизации этих отходов. Поэтому за ней — будущее. Причем легкореализуемое: ульяновским НИПТИмашем давно уже разработаны многочисленные ее конструкции, предназначенные для машиностроительных предприятий, а также технологии ее изготовления и применения. Есть и соответствующие нормативные документы.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629. 113/.115

Международная система гармонизации требований к транспортным средствам, методов оценки соответствия и принципы ее реформирования

Канд. техн. наук В.В. КОМАРОВ

ОАО «НИИАТ»

Техническому регулированию на автомобильном транспорте Российской Федерации, как известно, присущ высокий уровень гармонизации технических предписаний с международными, что обусловлено многолетним и активным участием страны в Женевских 1958 и 1998 гг., а также Венском 1997 г. соглашениях в области безопасности колесных транспортных средств.

Напомним, цель Женевского соглашения 1958 г. «О принятии единообразных технических предписаний для колесных транспортных средств, предметов оборудования и частей, которые могут быть установлены и (или) использованы на колесных транспортных средствах, и об условиях взаимного признания официальных утверждений, выдаваемых на основе этих предписаний» состоит в установлении процедур для принятия единообразных предписаний, касающихся новых механических транспортных средств и предметов оборудования для механических транспортных средств, и для взаимного признания официальных утверждений, предоставляемых на основе прилагаемых к этому соглашению правил. В настоящее время взаимное признание в соответствии с этим соглашением обеспечивается только для предметов оборудования систем и частей механических транспортных средств, но не для автомобиля в целом. Правила, принятые договаривающимися сторонами, регулируют порядок официального утверждения механических транспортных средств и предметов оборудования для механических транспортных средств в целях продажи в вышеупомянутых странах. Первоначально это соглашение предназначалось только для установления требований в области безопасности, однако с тех пор оно было изменено и сегодня охватывает предписания, касающиеся охраны окружающей среды (выбросы загрязнителей в воздух и шумовое загрязнение), потребления энергии и защиты от угона.

В настоящее время к Соглашению прилагаются 126 правил ЕЭК ООН, которые охватывают следующие аспекты: технические требования и при необходимости альтернативные требования; методы испытаний, с помощью которых должны подтверждаться требования, предъявляемые к эксплуатационным характеристикам; условия предоставления официальных утверждений по типу конструкции и их взаимного признания, включая любые знаки официального утверждения и условия обеспечения соответствия продукции установленным требованиям; дату вступления правил в силу.

Договаривающимися сторонами Соглашения 1958 г. могут стать члены ЕЭК ООН, а также другие члены Организации Объединенных Наций и региональных организаций экономической интеграции, которые участвуют в деятельности ЕЭК ООН. Приняв какие-либо прилагаемые к соглашению правила ЕЭК ООН, договаривающаяся сторона может предоставлять официальное утверждение типа предметов оборудования и частей механических транспортных средств, охватываемых данными правилами, и должна признавать официальное утверждение по типу конструкции, выданное любой другой договаривающейся стороной, которая приняла эти же правила. В соответствии с соглашением любая договаривающаяся сторона может также после необходимого уведомления начать применять уже принятые правила, прилагаемые к соглашению, или прекратить применение правил, которые она применяла. В последнем случае эта договаривающаяся сторона должна заранее, за год, уведомить Генерального секретаря ООН о своем решении.

В связи с растущей потребностью в общемировом согласовании технических требований 25 июня 1998 г. было заключено «Соглашение о введении глобальных технических правил для колесных транспортных средств, предметов оборудования и частей, которые могут быть установлены и/или использованы на колесных транспортных средствах» (Глобальное Соглашение 1998 г.), которое вступило в силу 25 августа 2000 г. Оно обеспечивает процесс, в рамках которого страны всех регионов мира могут совместно разрабатывать согласованные глобальные технические правила в отношении рабочих характеристик колесных транспортных средств, предметов оборудования и частей, в области безопасности, охраны окружающей среды, эффективного использования энергии и защиты от угона. С принятием Глобального Соглашения 1998 г. Рабочая группа WP.29 была преобразована во Всемирный форум для согласования правил в области транспортных средств.

«Соглашение о принятии единообразных условий для периодических технических осмотров колесных транспортных средств и о взаимном признании таких осмотров», заключенное в Вене 13 ноября 1997 г. (Соглашение 1997 г.), вступило в силу 27 января 2001 г. Цель соглашения — обеспечить единообразие в правилах, регулирующих дорожное движение в Европе, и технический осмотр транспортных средств. Оно подписано 28 странами, но договаривающимися сторонами стали только 11 стран: Российская Федерация, Эстония, Голландия, Румыния, Венгрия, Финляндия, Болгария, Беларусь, Албания, Украина и Молдавия. Остальные страны ожидают ратификации Соглашения. Длительное время Евросоюз изучал возможность подписания Соглашения, а его члены приостановили процесс ратификации в ожидании решения ЕС. В июне 2008 г. на 145-й сессии Всемирного Форума для согласования правил в области транспортных средств (WP.29) представитель Евросоюза заявил, что после тщательного сопоставления положений Соглашения 1997 г. с законодательством ЕС был сделан вывод о невозможности его присоединения к Соглашению. В качестве формальных оснований для такого решения приведены следующие: различна трактовка понятия «международное дорожное движение» в ЕС и странах ЕЭК ООН; законодательство ЕС не предусматривает единого сертификата технического осмотра; законодательство ЕС не предусматривает проведения технического осмотра от имени другой договаривающейся стороны, что разрешается статьей 12 Соглашения 1997 г.; область распространения и объем требований Правила № 1 соглашения и Директивы 96/96/ЕС не совпадают.

Всемирный Форум для согласования правил в области транспортных средств на 146-й сессии в ноябре 2008 г. рассмотрел возможности развития Соглашения 1997 г. В краткосрочной перспективе предлагалось продолжить работу над действующим правилом и проектом нового правила в сотрудничестве с международным комитетом по техническому осмотру автомобилей (CITA). В долгосрочной перспективе WP.29 полагала, что концепция соглашения может измениться, и оно станет дополнять Женевские соглашения 1958 и 1998 гг., устанавливая требования к конструкции транспортных средств на стадии эксплуатации. Такой системный подход к развитию Соглашения 1997 г. представляется логичным и наиболее приемлемым.

Одно из важных международных соглашений, облегчающее международное дорожное движение и увеличивающее его безопасность путем принятия единообразных правил дорожного движения, — «Конвенция о дорожном движении 1968 г.», к которой присоединились 80 стран, в том числе практически все страны Европы.

В соответствии с Конвенцией (статья 3, параграф 2 а) и дополняющим ее Европейским соглашением 1971 г. договаривающиеся стороны обязаны принять меры по обеспечению соответствия транспортных средств, зарегистрированных на их территории и участвующих в международном дорожном движении, требованиям параграфа 4 статьи 39 Конвенции и приложения 5 к ней. Параграф 4 предписывает проверку соответствия транспортных средств, участвующих в международном движении, требованиям Правил Венского соглашения 1997 г. в рамках национальных периодических технических осмотров.

Согласно параграфу 5 статьи 39 Конвенции водитель транспортного средства, участвующего в международном движении, должен иметь международный сертификат технического осмотра. Форма сертификата приведена в приложении 2 к Соглашению 1997 г. Это требование распространяется на все страны, а не только на договаривающиеся стороны соглашения.

Сертификат должен быть выдан компетентным органом договаривающейся стороны Конвенции, на чьей территории зарегистрировано транспортное средство, или его уполномоченным органом, или уполномоченной ассоциацией от имени договаривающейся стороны.

В качестве альтернативы международному сертификату технического осмотра могут использоваться национальные документы, подтверждающие прохождение периодического технического осмотра. Их образец препровождается Генеральному секретарю Организации Объединенных Наций для информирования договаривающихся сторон Венского соглашения 1997 г.

Таким образом, соответствие транспортных средств требованиям Соглашения 1997 г. и наличие международного сертификата технического осмотра — требования Венской конвенции. Вместе с тем договаривающиеся стороны Конвенции обязаны признавать сертификат, если это предусмотрено, т. е. если они — договаривающиеся стороны соглашения. Это создает неравные условия для перевозчиков, поскольку большинство договаривающихся сторон Конвенции не является договаривающимися сторонами Соглашения 1997 г.

«Конвенция о дорожном движении 1968 г.», Женевские Соглашения 1958 и 1998 гг. и Соглашение 1997 г. образуют систему международных стандартов, гармонизирующих требования к транспортным средствам на всех стадиях жизненного цикла (рис. 1).

Правила, прилагаемые к Соглашению 1997 г., должны содержать требования к транспортным средствам в эксплуатации и к их компонентам. Транспортные средства должны быть спроектированы, изготовлены и оборудованы таким об-

Рис. 1

разом, чтобы соответствовать этим требованиям при нормальных условиях эксплуатации. Сводная резолюция по конструкции транспортных средств (R.E.3) может устанавливать связь требований к типу конструкции с требованиями в эксплуатации. Такое взаимодействие повысит качество сертификации транспортных средств.

В настоящее время в развитии международных требований наиболее актуальна задача поддержания регламентированных параметров в заданных пределах в процессе эксплуатации, т. е. обеспечение стабильности свойств АТС. Ряд терминов и понятий здесь необходимо пояснить.

Так, под стабильностью свойства (показателя свойства) подразумевается количественная характеристика изменения во времени или по пробегу значений показателей свойства транспортного средства в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, хранения и транспортирования.

Понятие стабильности показателя предполагает оценку отклонения от некоторого заданного уровня, который назовем номинальным значением. Таким образом, номинальное значение показателя — значение показателя, установленное в конструкторской (проектной) или эксплуатационной документации, от которого отсчитывается отклонение. Допускаемым отклонением показателя будем считать отклонение фактического значения показателя свойства АТС от номинального значения, находящееся в пределах, установленных нормативной документацией и не приводящее к недопустимому риску.

Состояние АТС, при котором риск вреда или ущерба превышает допустимые пределы, назовем критическим. Транспортное средство безопасно, когда оно находится в исправном или работоспособном состоянии. Риск вреда или ущерба потребителю или окружающей среде может существовать только при неисправном или неработоспособном состоянии АТС.

Причинами отказов, вызывающих потерю безопасного состояния АТС, могут быть: ошибки, допущенные при проектировании; недостатки эксплуатационной документации; нарушение технологии и режимов производства, технического обслуживания и ремонта автомобилей; нарушение правил эксплуатации; старение и износ деталей; воздействие внешних факторов, превышающих установленные эксплуатационные нормы.

Время работы АТС до критического состояния — величина случайная. Условия эксплуатации определены нормативно-технической документацией, однако в этих допустимых условиях свойства АТС и режимы работы изменяются случайно, что и приводит к случайным моментам возникновения отказов.

Важнейший показатель безопасности АТС — вероятность безопасной работы, определяющая вероятность того, что в пределах заданной наработки изменение показателей свойства транспортного средства не превысит допустимых пределов. Определяется данный показатель по формуле: $P(t) = 1 - n(t)/N$, где N — число объектов, работоспособных в начальный момент времени, $n(t)$ — число объектов, оказавшихся в критическом состоянии за оцениваемый период времени t.

Коэффициент, показывающий вероятность того, что в произвольный момент времени или пробега (кроме планируемых периодов, в течение которых АТС по назначению не применяется) показатель свойства окажется в допустимых пределах, называется коэффициентом безопасности и определяется по формуле: $K = \frac{T_f}{T_f + T_r}$, где T_f — средняя наработка до критического состояния, дней; T_r — среднее время восстановления, дней.

Устойчивость АТС к внешним воздействиям в процессе наработки можно оценить средней наработкой до критического состояния, которая рассчитывается по формуле: $T_f = t/f$, где t — оцениваемый период времени (дни или тыс. км); f — число критических состояний в течение оцениваемого периода времени.

Правилами ЕЭК ООН в большинстве случаев не предусмотрена процедура подтверждения стабильности сертифицированных свойств в процессе эксплуатации транспортного средства, хотя в некоторых из них содержатся нечеткие пожелания об этом (Правила № 13, п. 5.1.1.1., 5.1.1.2., Правила № 79, п. 5.1.4. и др.). В ряде Правил (№№ 10, 13, 51, 101) предписываемые параметры регламентированы «при нормальных условиях эксплуатации».

В качестве положительного исключения можно привести Правила № 83-02 (и более поздние поправки), Приложение 8 к которым предусматривает проведение специальных «ресурсных испытаний, позволяющих проверить надежность устройств для предотвращения загрязнения», (Испытания типа V) пробегом 80 тыс. км с периодическим (через каждые 10 тыс. км) измерением (испытанием типа I) уровней выбросов загрязняющих веществ.

После введения норм Евро-3, предписывающих требования в отношении бортовой диагностики элементов системы снижения токсичности и проверки этой системы в ходе испытаний пробегом 80 тыс. км проведение изготовителями этих испытаний должно контролироваться органами, оформляющими сообщения об официальном утверждении в отношении соответствия требованиям Правил № 83.

Серьезной проблемой является контроль в процессе эксплуатации уровней выбросов вредных веществ дизельными грузовыми автомобилями и автобусами. Правила № 49 регламентируют определенные режимы стендовых испытаний новых дизелей, но в процессе эксплуатации необходимо оценивать уровни выбросов вредных веществ двигателями в составе соответствующих транспортных средств. Отсюда вытекает необходимость разработки методик ресурсных испытаний дизельных грузовых автомобилей и автобусов и нормируемых параметров, сопоставимых с предусмотренными Правилами № 49 величинами.

Другой важный элемент контроля соответствия сертифицируемых параметров — обеспечение соответствия производства выпускаемой продукции образцу, представленному на сертификационные испытания. К сожалению, по данному вопросу Правила ЕЭК ООН, в основном, содержат общие положения и не предусматривают конкретных процедур.

В этой связи хотелось бы сослаться на положительный опыт Европейского Союза. Рамочная Директива 70/156/ЕС, устанавливающая обязательную и единообразную для всех стран ЕС процедуру одобрения типа полнокомплектного транспортного средства, включает Приложение X, которое содержит процедуры, выполняемые для обеспечения соответствия производства органами, осуществляющими официальное утверждение, и изготовителями. Изготовителям, в частности, вменяется в обязанность обеспечить, чтобы для каждого официально утвержденного типа продукции выполнялись необходимые проверки в объеме, установленном рамочной Директивой, а также отдельными Директивами в соответствии с приведенным в рамочной Директиве перечнем, сфера распространения которых включает в себя такую продукцию. Результаты соответствующих проверок должны быть доступны в течение срока, согласованного с органами, осуществляющими официальное утверждение. Для проведения таких проверок изготовители должны иметь доступ к необходимому испытательному оборудованию.

Ряд Директив ЕС включает в себя требования к такого рода проверкам. Например, Директивой 70/157/ЕС один раз в два года предусматривается измерение шума движущегося транспортного средства по той же методике, которая применялась для целей официального утверждения типа. Объем и периодичность соответствующих проверок также оговариваются Директивами 70/220/ЕС (Выбросы), 72/245/ЕС (Электромагнитная совместимость) и рядом других. Следует отметить, что перечисленные Директивы ЕС в части устанавливаемых требований эквивалентны Правилам ЕЭК ООН №№ 51, 83 и 10 (в порядке перечисления).

Требования Директив ЕС в отношении обеспечения соответствия производства могли бы стать основой для разработки соответствующих предписаний в Правилах ЕЭК ООН.

Введение в практику сертификации по Правилам № 83 испытаний типа V рассматривается в качестве первого эффективного шага в направлении контроля сертифицируемых параметров в процессе эксплуатации. По примеру Правил № 83 другие Правила ЕЭК ООН должны быть дополнены инструментами, позволяющими контролировать обеспечение стабильности сертифицируемых параметров посредством периодических измерений таких параметров в ходе пробеговых испытаний установленной протяженности.

По примеру Директив ЕС Правила ЕЭК ООН должны регламентировать объем и периодичность контрольных испытаний продукции, проводимых изготовителем в рамках процедур подтверждения соответствия производства с предоставлением их результатов органам, осуществляющим официальное утверждение.

В качестве следующего шага в решении проблемы обеспечения стабильности свойств сертифицированной продукции может быть разработка соответствующих дополнений к Правилам №№ 13, 24, 49 и 51.

Перечень правил Венского соглашения, устанавливающих требования к транспортным средствам в эксплуатации, может включать правила по: безопасности тормозных систем; безопасности рулевого управления; техническому состоянию световой и звуковой сигнализации; обзорности; состоянию шин и колес; состоянию сцепных устройств; безопасности электронных систем управления и т. п. Правила содержат требования и методы оценки.

В проекте правила № 2 «Единообразные предписания для проверки технического состояния колесных транспортных средств при периодических технических осмотрах» могут быть ссылки на правила по отдельным системам или компонентам. В соответствии с Конвенцией правила могут быть приняты договаривающимися сторонами и включены в национальные системы технического осмотра транспортных средств, что будет способствовать гармонизации требований к транспортным средствам в эксплуатации.

Объединение Женевского соглашения 1958 г. и Соглашения 1997 г. позволяет разрабатывать проекты правил в рабочих органах Всемирного форума при участии специализированных организаций технического осмотра. Договаривающиеся стороны могут представить в исполнительный комитет Женевского соглашения 1998 г. запрос на включение в Компендиум потенциальных правил любых технических правил, которые договаривающаяся сторона применяет к транспортным средствам в эксплуатации. Это правило может стать претендентом на глобальное правило.

Каковы же принципы реформирования международных механизмов гармонизации требований к транспортным средствам и методов оценки соответствия?

«Конвенция о дорожном движении 1968 г.», Женевские Соглашения 1958 и 1998 гг. и Соглашение 1997 г. образуют систему международных стандартов (рис. 2), гармонизирующих требования к транспортным средствам на всех стадиях жизненного цикла. Большинство европейских стран являются договаривающимися сторонами «Конвенции о дорожном движении 1968 г.» и должны способствовать дорожной безопасности путем гармонизации технических требований к транспортным средствам в эксплуатации.

Соглашение 1997 г. может стать механизмом гармонизации требований к транспортным средствам, находящимся в эксплуатации. В этом случае из сферы обязательств сторон исключается признание результатов технических осмотров. Тогда название Соглашения 1997 г. может быть изменено на «Соглашение о принятии единообразных условий для периодических технических осмотров колесных транспортных средств» или «Соглашение о принятии единообразных требований к колесным транспортным средствам в эксплуатации». Требования к сертификату технического осмотра (добавление 2 к соглашению) могут быть изложены в Конвенции.

Рабочей группе КВТ ЕЭК ООН по безопасности дорожного движения (WP.1) необходимо обсудить возможность внесения изменений в параграф 3 статьи 3 Конвенции, предусматривающих обязательность МСТО для всех международных перевозчиков.

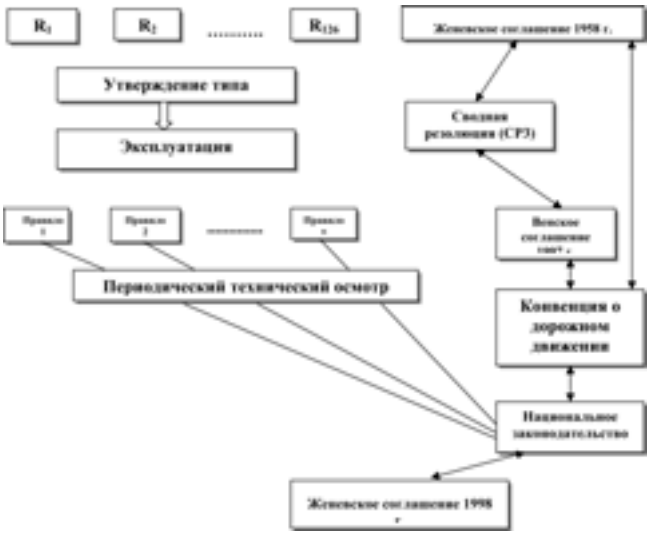


Рис. 2

Для обеспечения одинаковых условий для всех международных перевозчиков договаривающиеся стороны Соглашения 1997 г. должны выработать переходные положения по признанию Международного сертификата технического осмотра (МСТО).

Проект Правила № 2 «Единообразные предписания для проверки технического состояния колесных транспортных средств при периодических технических осмотрах» Соглашения 1997 г. разработан ОАО «НИИАТ» совместно с международным комитетом по техническому осмотру автомобилей (CITA). Этот документ направлен WP.29 в ее рабочие группы для обсуждения.

Договаривающимся сторонам Соглашения 1997 г. необходимо утвердить перечень разрабатываемых в ближайшее время правил и приступить к их разработке. Проект правила № 3 «Единообразные предписания для проверки технического состояния тормозной системы колесных транспортных средств при периодических технических осмотрах», гармонизированный с техническим регламентом «О безопасности колесных транспортных средств», утвержденный постановлением Правительства Российской Федерации от 10.09.2009 г. № 720, разработан ОАО «НИИАТ», одобрен WP.29 и включен в перечень ее рабочих документов.

Всемирный Форум для согласования правил в области транспортных средств продолжает работу по согласованию новой концепции Соглашения 1997 г., не подвергая сомнению его важность для безопасности международных перевозок.

Международный сертификат технического осмотра и условия взаимного признания таких сертификатов — хорошая основа для развития Женевского соглашения 1958 г.

Действующие процедуры Женевского соглашения 1958 г. предусматривают утверждение типа по отдельным свойствам АТС или его составных частей. Представляется логичным перейти к утверждению АТС по комплексу свойств, как это делается при выдаче Международного сертификата технического осмотра. Такие процедуры одобрения типа транспортного средства давно работают в ЕС и Российской Федерации. Необходимость развития Женевского соглашения в этом направлении вызвана глобализацией экономики, требующей упрощения процедур доступа на рынок. Правила ЕЭК ООН не охватывают всего спектра требований к АТС.

Отсутствует универсальная система одобрения типа АТС и взаимного признания результатов оценки соответствия. Такая система может использоваться странами, предполагающими внедрить одобрение типа в национальное законодательство.

Работа в этом направлении начата на 149-й сессии WP.29.

УДК 629.1.068

Роль тест-центра «Дюрр» в решении сложных технологических задач

П. СВЕЙДА, Ф. ЦИММЕРМАНН

«Дюрр Системс», Германия

Производители систем автоматизированной окраски все чаще сталкиваются с решением сложных задач: во-первых, на работы по сносу, переоснащению и модернизации оборудования отводится меньше времени, а во-вторых, для окрасочных цехов чаще требуются новые технологии с минимальным числом операций. Кроме того, изготовители оборудования постоянно разрабатывают все новые и новые технологии и продукты. Все это значительно усложняет ситуацию для всех участников процесса. В то же время потребитель имеет право ожидать, что ввод установок в эксплуатацию пройдет без каких-либо проблем. Как оправдать доверие клиента и свести риск к минимуму?

Ответ на этот вопрос могут дать два примера.

Первый. Компания «Фольксваген» летом 2008 г. провела полномасштабное переоснащение цеха нанесения покровного лака. Цех с двумя окрасочными линиями — с автоматическим и ручным нанесением покрытий — был переоборудован по последнему слову техники и полностью автоматизирован. Основные даты этого проекта: заказ поступил в компанию «Дюрр» в декабре 2007 г., 11 июля 2008 г. начались монтажные работы, а в начале августа на новой линии уже были окрашены первые кузова автомобилей. За этот короткий промежуток времени «Дюрр» поставила, собрала и ввела в эксплуатацию 87 роботов, установила сотни тонн стальных конструкций, окрасочные камеры и подъемно-транспортное оборудование.

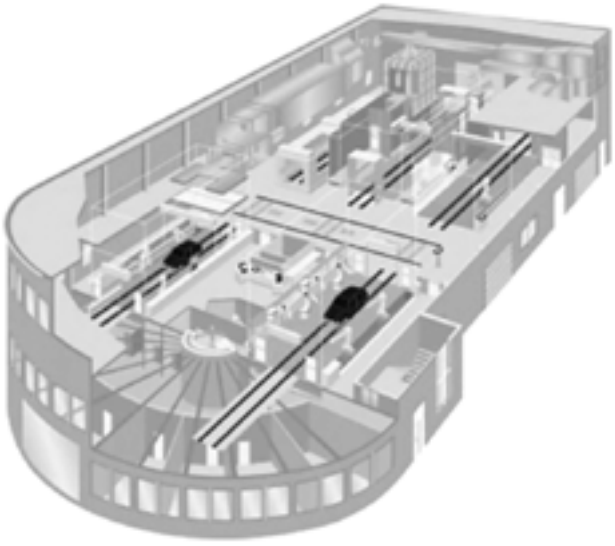
Второй. Один из японских автомобилестроителей в 2006 г. принял решение не только построить на своем заводе в Великобритании новый цех для окраски бамперов, но и полностью модернизировать цех окраски кузовов, оснастив его оборудованием (ротационные распылители, оборудование для электростатической окраски и распылители со встроенным модулем смены краски), которое удовлетворяло бы самым высоким требованиям. Как для самого автомобилестроителя, так и для поставщика оборудования автоматизированной окраски это был и новый процесс, и новое оборудование. В распоряжении поставщика оказалось всего две-три недели летом и зимой, когда можно приостановить производство.

Как справиться с такой задачей? Как обеспечить строгое соблюдение сроков ввода в эксплуатацию при сохранении требуемого качества? Как свести риск к минимуму? Факторы успеха могут быть разного характера и в идеальном случае должны дополнять друг друга.

Одним из таких факторов является наличие квалифицированных специалистов с обеих сторон, способных работать четко и слаженно не только на стадии проектирования, но и на стадии установки оборудования. Тщательное планирование всех работ вплоть до мельчайших деталей — другое важное условие успеха. Проверка конструкционно-технологических параметров роботов в режиме «оффлайн», программирование роботов и моделирование программ окраски повышают надежность планирования всего процесса и в значительной степени сокращают объем работ впоследствии. Испытания в экспериментальном центре позволяют проверить результаты проектирования, обеспечить технологическую надежность и определить параметры процесса окраски, что приводит к быстрому получению требуемого качества лакокрасочной пленки непосредственно на месте производства. Предварительный ввод в эксплуатацию всего оборудования до его поставки с тщательным тестированием всех функций позволяет проверить также программы роботов и вовремя выявить и устранить ошибки, что повышает качество поставки.

В описанных здесь в нескольких словах цепочке реализации проекта тестирование в экспериментальном центре играет немаловажную роль, тогда как моделирование в режиме «оффлайн» контролирует только программу управления движениями роботов, базирующуюся на стандартных параметрах окраски. Испытания в экспериментальном центре представляют собой единственную возможность заранее проверить процесс нанесения лакокрасочного покрытия на реальном кузове с применением оборудования, предназначенного для конкретного проекта, и с «настоящим» лакокрасочным материалом, после чего сверить результаты с требованиями клиента. Рассмотрим более подробно на примере двух упомянутых проектов, как проходят испытания в экспериментальном центре.

Испытания в экспериментальном центре нацелены на особенности того или иного проекта. В первом примере был оговорен экстремально короткий срок для сборки оборудования и его ввода в эксплуатацию, переход от автоматической к роботизированной окраске (прежде всего внутренней) меньшим числом распылителей. Сначала была проверена конфигурация воздушного распылителя. Для него на выбор имелось несколько воздушных колпачков. При этом критерием выбора была степень эффективности нанесения лакокрасочного материала при сохранении высокого качества окраски. Испытания проводились с тремя различными программными модулями: для моторного отсека, внутренних поверхностей дверей и задней двери автомобиля. Вскоре выяснилось, это касалось наиболее комплексных программ окраски дверей и задней двери автомобиля, что применяемые компанией «Дюрр» стандартные воздушные колпачки приводят к 10%-му сокращению расхода материала, обеспечивая бóльшую толщину слоя. На



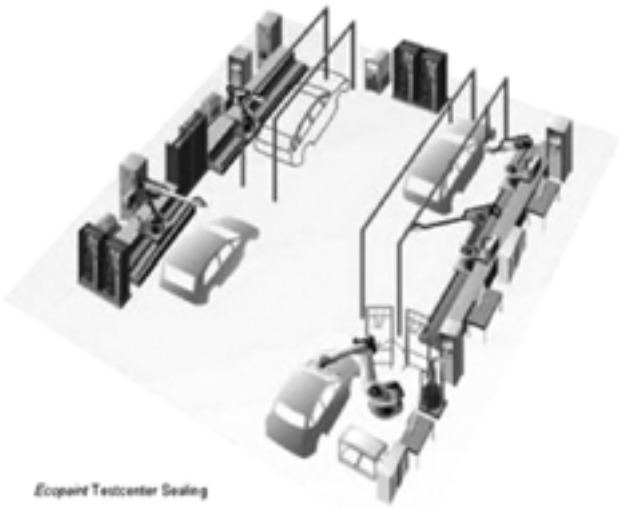
Ecopaint Testcenter Paint

следующем этапе была оптимизирована программа моделирования траектории движения кузовов всех типов. Здесь важным условием является переносимость результатов тестирования в экспериментальном центре на реальное производство. Поэтому от экспериментального центра требуется сохранять высокую гибкость и воспроизводимость параметров процесса. На третьем этапе тестирования, на примере окраски внутренних поверхностей дверей, был оценен потенциал повышения эффективности ротационного распыления благодаря использованию распылителя «EcoBell 2HD». Результат показал сокращение расхода материала более чем на 30 %.

Если во время подготовки проекта тестирование в экспериментальном цехе проходило одним блоком, то во втором примере оно было разбито на несколько этапов и длилось более двух лет. Первоначальная цель — подобрать наиболее оптимальную технологию нанесения покрытия. Тестирование началось в середине 2006 г. с программы валидации для окраски бамперов и полгода спустя продолжено программой валидации для окраски кузовов. И в том, и в другом случае программу тестирования задавал клиент, и она должна не только демонстрировать ожидаемое качество окраски, но и обеспечить параметры, имеющие важное значение для рентабельности процесса окраски, например, эффективность нанесения покрытия или минимизация потери материала и времени при смене краски. Кроме того, оценивались также такие критерии, как техническое обслуживание и уход.

После того, как технология нанесения покрытий компании «Дюрр» с успехом прошла программу валидации, и в начале 2007 г. компания получила заказ на оснащение цеха окраски бамперов и переоборудование цеха окраски кузовов, были проведены детальные проверки различных этапов. До октября 2008 г. клиент провел в экспериментальном центре в целом 34 недели. В начале 2008 г. начал работу цех окраски бамперов, а в марте 2009 г. завершен последний из четырех этапов строительства цеха окраски кузовов. В общей сложности для обоих проектов было поставлено 50 окрасочных роботов.

Современно оборудованный экспериментальный центр играет также важную роль в обеспечении надежности новых технологий в области окраски. На данный момент большой интерес проявляется к процессам окраски без нанесения заполнителя и 3-wet-процессам (когда заполняющий, базисный и прозрачный лаки наносятся в рамках одной окрасочной линии без промежуточной сушки) — другими словами, к процессам с сокращенным числом технологических операций. Такие процессы уже применяются некоторыми фирмами, но при этом они должны быть протестированы для каждого конкретного случая и специфических для него общих условий. Чтобы гарантировать надежность процесса и точное соблюдение заданного уровня качества, не обойтись без тестирования полноразмерного кузова, которое может быть проведено только в экспериментальном центре. Это — заключительная проверка запланированного оснащения, технологических данных и уровня качества. На этом этапе еще возможны исправления в технологическом процессе или выборе лакокрасочного материала.



Тестирование в экспериментальном центре компании «Дюрр» в Битигхайме-Биссингене в целях обеспечения надежности процесса стало уже традицией. Учитывая прошлый опыт работы, становится очевидным, что экспериментальный центр компании «Дюрр» с момента своего открытия в 1992 г. играет важную роль в разработке новых инновационных процессов нанесения покрытий и гарантии их качества. Примерами могут служить интегрированный процесс окраски с применением порошкообразного прозрачного лака на заводе концерна «Даймлер» в г. Раштатт или нанесение порошкового прозрачного лака на заводе БМВ.

В экспериментальном цехе нанесения покрытий «Экопейнт Тестцентр Пейнт» установлены четыре окрасочные камеры, оснащенные в общей сложности 12 роботами для любых процессов нанесения покрытий с применением самых разных окрасочных систем. Дополнительный измерительный робот с бесконтактной системой измерения толщины слоя покрытия обеспечивает надежный контроль результатов окраски. Две сушильные камеры с циркуляцией воздуха и возможностью программирования различных температурных режимов обеспечивают гибкую сушку в соответствии с требованиями того или иного лакокрасочного материала. Визуальный контроль окраски осуществляется в специально оснащенной для этого камере при строго определенном освещении. Современное измерительное оборудование для оценки результатов тестирования — неотъемлемая часть экспериментального цеха.

Впоследствии в Битигхайме был создан дополнительный цех для тестирования процессов окраски методом погружения с вращением и сухой сепарации аэрозоля краски.

Но в окрасочном цехе наносятся как лаковые покрытия, так и высоковязкие материалы для герметизации швов, защиты днища, а также частично для шумоизоляции. Из тех же соображений, что и при процессах окраски, тестовые испытания таких проектов абсолютно необходимы. В этих целях в 2005 г. в экспериментальном центре компании «Дюрр» был введен в строй цех «Экопейнт Тестцентр Селинг», предоставляющий услуги тестирования в области герметизации и нанесения защитной мастики. Цех оснащен четырьмя роботами герметизации и необходимой периферией, а также роботизированной станцией для нанесения клеящих материалов.

Внедрение новых технологий, лакокрасочных материалов и других продуктов при одновременном сокращении времени на реализацию проекта значительно усложняют задачу для поставщиков оборудования, и без инвестиций в соответствующие структуры, к которым также относится экспериментальный цех, оборудованный по последнему слову техники, эти задачи могут стать невыполнимыми. Заказчик оборудования, в свою очередь, заинтересован в предварительной его проверке в экспериментальном цехе, так как это дает ему уверенность в качестве результатов и позволяет, таким образом, в значительной мере сократить издержки. Отказаться от предварительного тестирования процесса — значит действовать вслепую, чего на сегодняшний день никто не может себе позволить.

Коротко о разном

В рамках международного салона «Комплексная безопасность-2009» на базе Спасательного центра МЧС России в Ногинске прошли совместные полевые учения «Действие сил при ликвидации последствий террористических актов, природных и техногенных катастроф» с участием подразделений МВД, ФСБ, МЧС России.

Среди образцов техники, используемой службами МВД и МЧС, особо выделялись два пожарных автомобиля — аэродромный АА13,5/100-100/3 на шасси МЗКТ-6902 и автомобильная цистерна на базе ЗИЛ-4331М, а также двухзвенный гусеничный транспортер «Витязь ДТ-2П», укомплектованные автоматическими коробками передач фирмы «Аллисон» с отбором мощности «Челси» и системой управления четвертого поколения «Джен-4».

В процессе учений МЧС аэродромный пожарный автомобиль АА13,5/100-100/3 (с автоматической коробкой передач «Аллисон» серии 4700), собранный на заводе «Пожтехника», отрабатывал процесс тушения пожара. МЗКТ-6902 оснащен дизелем мощностью 522 КВт (710 л.с.), укомплектован пожарным насосом с подачей 100 л/с и бамперной установкой, рассчитанной на подачу 1600 л/мин. Автомобиль способен перевозить 13,5 т огнетушащих веществ и разгоняться до скорости 80 км/ч за 35 с, имеет максимальную транспортную скорость 110 км/ч. В дальнейшем планируются модификации данной модели с дизелями «Камминз» и «Катерпиллер», оба также с автоматическими коробками передач «Аллисон». По своим характеристикам машина уникальна: пока это единственный автомобиль отечественного производства, который соответствует жестким нормам ICAO.

Автомобильная пожарная цистерна ЗИЛ-4331М, оснащенная автоматической коробкой передач «Аллисон» серии 3000, по техническим характеристикам занимает достойное место среди конкурентов. Автомобиль быстро доставляет к очагу пожара техническое вооружение, боевой расчет, огнетушащие средства и материалы.

Благодаря использованию автоматической коробки передач существенно снижен износ компонентов трансмиссии и деталей двигателя, сократились затраты на ремонт и эксплуатацию. В то же время, по свидетельству водителей, управление пожарной машиной с автоматической коробкой менее утомительно, чем с механической коробкой передач. Автоматическая трансмиссия обеспечивает комфортное переключение передач без разрыва потока мощности, вследствие чего не ощущается толчков и рывков, которыми неизбежно сопровождается аналогичный процесс на машине с механической коробкой. Пожарные машины, оснащенные автоматической трансмиссией, становятся все более и более популярными в России и других странах СНГ.

Вниманию публики также был представлен двухзвенный гусеничный транспортер «Витязь ДТ-2П» с трансмиссией «Аллисон» серии 2000. Машина уникальна по многим показателям: «Витязь» способен перевозить людей в особо сложных дорожно-климатических условиях (болото, снежная целина, бездорожье) при температуре от −40 до +45 °С. Кроме того, может использоваться в качестве базового шасси для размещения разнообразного технологического оборудования.

Все три единицы техники получили в ходе мероприятия высокую оценку компетентной аудитории, в состав которой вошли представители специализированных подразделений МЧС России, стран НАТО и Совета евроатлантического партнерства, представители департамента гражданского планирования североатлантического альянса.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Рогожкина Н.В. — Вытягивание материального потока из производства к потребителю . . . 1

Кисуленко Б.В., Теренченко А.С., Кутенев В.Ф., Козлов А.В. — Нормирование требований к безопасности конструкции автомобильной техники при ее последующей утилизации. . . . 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Егоров А.Н., Зуенок А.С. — Карьерный самосвал БелАЗ-75600. . . . 7

Ковальчук Л.И., Алексеев И.Л. — Аналитический способ задания универсальных характеристик ДВС . . . 9

Сазонов И.С., Ким В.А., Билык О.В., Бочкарев Г.В. — Новые компоненты автоматических систем управления движением седельных автопоездов . . . 12

Солоденков С.В., Лютин К.И., Горобцов А.С., Фоменко С.С. — Для повышения устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения 14

Костенко А.Ю. — Моделирование краш-боксов и их использование для повышения пассивной безопасности автомобиля . . . 16

Хамитов Р.Н. — Пневматический упругий элемент встречного действия . . . 19

Читатель предлагает

Чупанов М.А. — Стабилизация положения центра масс АТС — один из способов повышения безопасности их движения. . . . 22

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Суменков Н.А. — О проблеме повышения средней скорости движения грузовых АТС . . . 24

Малкин В.С., Яковлева А.Н., Горбачев С.А. — Обоснование загруженности проектируемой СТОА, входящей в региональную сеть автомобильного сервиса . . . 26

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Кузнецов А.Г. — Динамическая модель дизеля . . . 30

Лаптев Б.Ф. — Пластмассовая производственная тара . . . 33

ИНФОРМАЦИЯ

Комаров В.В. — Международная система гармонизации требований к транспортным средствам, методов оценки соответствия и принципы ее реформирования . . . 34

Свейда П., Циммерманн Ф. — Роль тест-центра "Дюрр" в решении сложных технологических задач . . . 38

Коротко о разном . . . 40

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Корректор В.Г. Быстров
Сдано в набор 02.12.2009. Подписано в печать 18.01.2010.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,14. Зак. 89.
Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

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

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

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