



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113

МОДЕЛИ АНАЛИТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ КАЧЕСТВА И НАДЕЖНОСТИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Д-р техн. наук В.Н. КОЗЛОВСКИЙ,
канд. техн. наук В.И. СТРОГАНОВ, С.И. КЛЕЙМЕНОВ
Поволжский ГУ сервиса, МАДИ (ГТУ),
ООО УКЦ "БИЗНЕС-КОНСАЛТ" (8482 48-45-93)

Рассматриваются результаты аналитических исследований качества и надежности легковых автомобилей в период эксплуатации.

Ключевые слова: качество, надежность, удовлетворенность потребителей, автомобиль.

Kozlovskiy V.N., Stroganov V.I., Kleymenov S.I.

MODELS OF ANALYTICAL STUDY OF QUALITY AND RELIABILITY
OF CARS IN SERVICE

The results of analyzes of quality and reliability of passenger cars during the period of operation.

Keywords: quality, reliability, customer satisfaction, car.

Современный легковой автомобиль — сложный технический объект, который в маркетинговых исследованиях принято сегментировать по классам, отражающим ценовой диапазон покупки и владения (престижный, средний и бюджетный). Причем наибольший теоретический и практический интерес, в силу специфики российского рынка, представляют, на взгляд авторов, два из них — средний и бюджетный: они у нас, как показывает опыт последних лет, наиболее востребованы. Главное же, российские потребители ориентируются не только на класс автомобиля, но и на его надежность, как ключевую составляющую интегрального показателя качества продукции.

Надежность автомобиля, как известно, закладывается в процессе его проектирования, а обеспечивается она при его производстве и эксплуатации. И если научно-технический уровень разработки или технологический уровень производства того или иного автомобильного компонента не соответствует требуемому потребителем уровню показателей автомобиля в целом, то производитель вынужден искать пути оптимизации надежности за счет грамотной организации послепродажного

обслуживания поставленной на рынок автомобильной техники. С другой стороны, для обеспечения высокого уровня надежности автомобилестроитель должен создавать организационные и методологические инструменты эффективного мониторинга и реакции на критические события, происходящие в период эксплуатации этой техники.

Такова логика рынка. Чтобы она работала эффективно, в области надежности нужны серьезные исследования. В том числе разработка и реализация аналитических моделей определения ключевых проблем надежности, а также выявления взаимосвязей между отказами компонентов автомобилей. И прежде всего — в гарантийный период эксплуатации.

Авторы попытались решить эту задачу не только для этого периода, но и для всего жизненного цикла, т.е. гарантийного и постгарантийного периодов, прекрасно понимая, что первый из них дает довольно широкие возможности для получения исчерпывающей информации о качестве и надежности. После завершения периода гарантии эти возможности, казалось бы, должны возрастать: к гарантийным автомобилям присоединяются негарантийные. Однако они, к сожалению, лишь потенциально: автопроизводитель может получить большой объем информации лишь при одном условии: реализовав фирменные программы массового постгарантийного обслуживания. А с этим дела в российской практике, как известно, обстоят не лучшим образом: фирменных центров у автозаводов меньше, чем нужно, и они зачастую сталкиваются с недобросовестной конкуренцией со стороны фирм, не имеющих соответствующих лицензий на техническое обслуживание и ремонт автомобилей. Отпугивают автовладельцев и высокие цены на услуги автоцентров, поэтому для выполнения необходимых работ они чаще пользуются неавторизованными предприятиями сервиса. Иными словами, есть все основания утверждать, что единственным не вызывающим сомнения с точки зрения получения информации автозаводами о качестве своей продукции в России была и остается статистика гарантийных ремонтов. Однако и ею надо уметь пользоваться. В частности, добиваться, чтобы все без исключения владельцы гарантийных автомобилей переходили от самостоятельного их обслуживания к обслуживанию на предприятиях фирменного автосервиса. Тем бо-

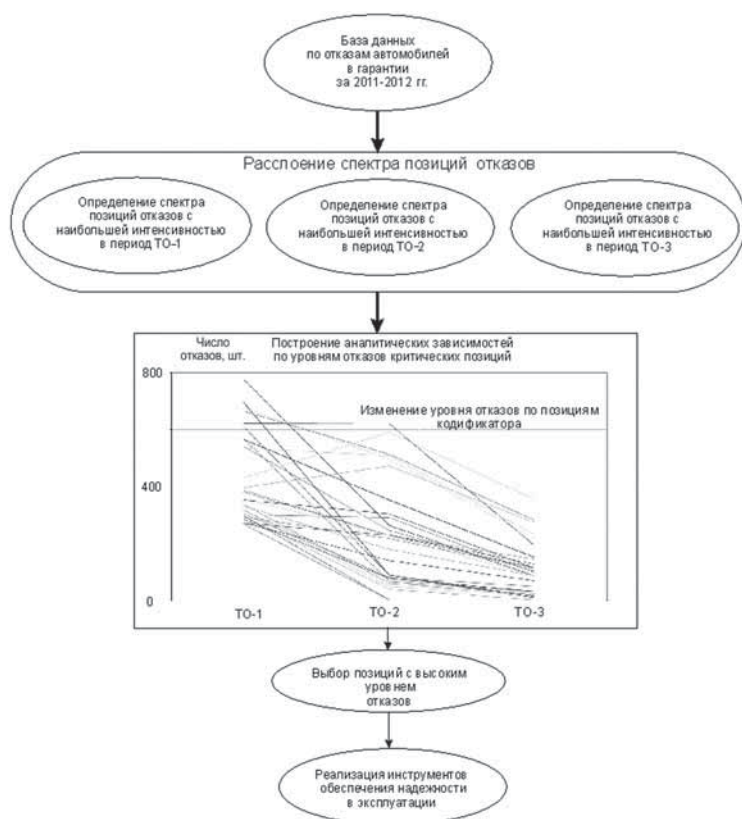


Рис. 1. Аналитическая модель спектрального анализа отказов на этапах технического обслуживания легковых автомобилей

лее, что резервы здесь есть. Например, в 2012 г. всего 10 % гарантийного парка не проходили такого обслуживания.

Все аналитические исследования авторы проводили на основе базы данных за 2010–2012 гг., где зафиксированы все отказы в гарантийный период эксплуатации

одной из самых популярных в России марок легковых автомобилей. И выполнялось это в семь этапов.

На первом был сделан общий анализ надежности этого автомобиля, на втором – во время регламентных работ (ТО-1, ТО-2 и т.д.); на третьем – выполнено ранжирование отказов в промежутках между ТО; на четвертом – комплексное ранжирование номенклатуры отказов, регистрируемых в гарантийный период; на пятом – анализ отказов на первом году эксплуатации в различных дорожных и климатических условиях; на шестом – выявлены причинно-следственные связи между отказами; на седьмом – выбраны основные системы автомобиля, которые определяют его надежность в течение жизненного цикла.

Результаты первого этапа позволили установить иерархию надежности элементов конструкции автомобиля. В частности то, что наименее надежны (наибольшая интенсивность отказов) его система электрооборудования, двигатель, подвеска, рулевое управление и коробка передач (их доли в общем объеме отказов составляют соответственно 24,6; 16,0; 10,2; 7,7 и 7,0 %), а наиболее – сиденья (0,35 %), элементы салона (0,33 %) и кузова (0,16 %). Доля же других отказов располагается в диапазоне 4,9...1,0 %.

Для проведения исследования на втором этапе была разработана аналитическая модель, которая тоже позволила из всего спектра номенклатуры отказов выделить позиции отказов с наибольшей интенсивностью их появления. Эта модель представляет собой (рис. 1) прямые, характеризующие изменение числа $N_{\text{отк}}$ отказов, выявленных при очередных ТО. Строится она на основе данных, собираемых при выполнении ТО (табл. 1). Но здесь, в отличие от первого этапа, рассматриваются не соотношения надежностей, а конкретные отказы систем. И этот анализ

Таблица 1

Отказ	Число отказов, шт., при		
	ТО-1	ТО-2	ТО-3
Не работает выключатель обогрева заднего стекла	776	261	84
Перекос стекла передней левой двери	695	86	12
Дефект прокладки коллектора	676	496	216
Шум подшипника ступицы заднего колеса	664	513	280
Течь сальника распределительного вала	621	620	192
Перекос стекла передней правой двери	609	86	7
Не работает датчик уровня жидкости омывателя	568	64	30
Течь через сальник правой полуоси	564	352	150
Течь сальника первичного вала коробки передач	540	244	102
Не работает термостат	535	508	230
Шум подшипника ступицы переднего колеса	430	590	355
Расслоение резинового элемента верхней опоры	411	660	369
Недопустимая осадка резинового элемента опоры	395	472	273
Попадание масла в свечные колодцы	387	227	143
Дефект электровентилятора отопителя	380	226	113
Дефект корректора фар	357	226	85
Не работает электроусилитель рулевого управления	351	303	112
Не выдержаны лицевые зазоры	335	58	20
Стук правой телескопической стойки	330	177	84

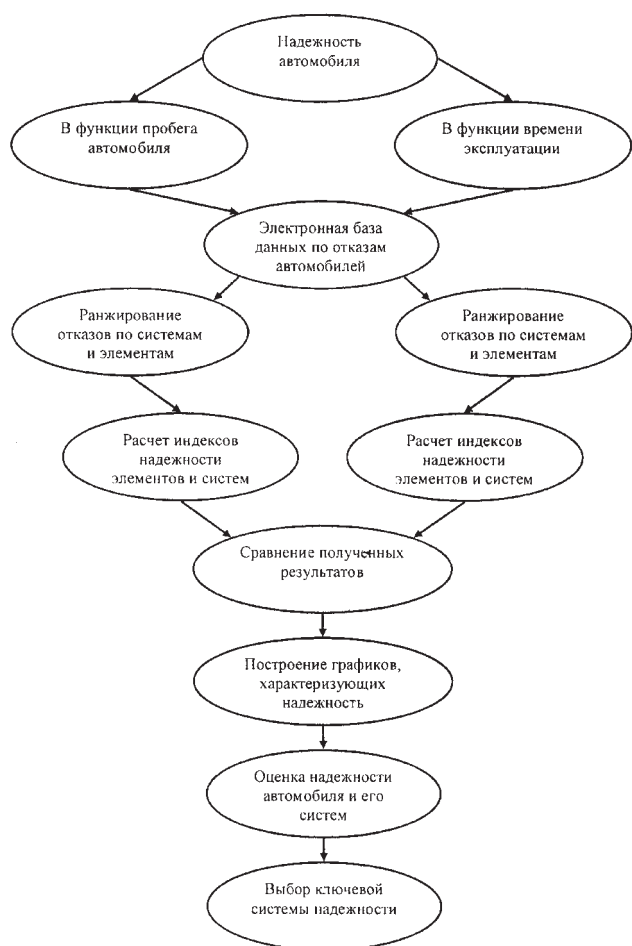


Рис. 2. Модель ранжирования отказов легковых автомобилей по времени и пробегу в гарантийный период

показывает, что в топовой группе номенклатуры отказов, регистрируемых в период регламентных работ, присутствуют 13 позиций компонентов, входящих в системы, выделенные на этапе общего анализа. В том числе по системе электрооборудования – пять позиций, в силу их значимости выделенных курсивом. Это выключатель обогрева заднего стекла; датчик уровня жидкости стеклоомывателя; электроventильатор отопителя; электрокорректор фар; электроусилитель рулевого управления. По ДВС таких позиций (они выделены полужирным текстом) четыре: дефект прокладки выпускного коллектора; течь сальника распределительного вала; термостат; попадание масла в свечные колодцы; по подвеске (выделены курсивом и полужирным текстом) – три: расслоение резинового элемента передней верхней опоры; недопустимая осадка резинового элемента опоры; стук правой телескопической стойки; по коробке передач (выделены подчеркиванием) – два: негерметичность сальников правой полуоси и первичного вала коробки передач.

Третий этап анализа выполнялся на основе модели, приведенной на рис. 2. Его результаты следующие.

Система электрооборудования так же, как и на предыдущих этапах, дала наибольшее число наименований отказов. Однако ее элементы неравнонадежны. Так, если взять число отказов на 1 тыс. автомобилей, то самым

ненадежным является электроventильатор отопителя (доля отказов – 58,24), на втором месте стоит моторедуктор заслонки (48,56), на третьем – электроподъемники стекол дверей (40,0). Далее идут пульт дистанционного управления (28,67), электроусилитель рулевого управления (27,79) и т.д.

Позиции по ДВС, вошедшие в топовый перечень третьего этапа, – течь сальника коленчатого вала (151,41 на 1 тыс. автомобилей), термостат (26,68), попадание масла в свечные колодцы (24,18), дефекты клапана продувки адсорбера и прокладки масляного картера (32,92). Позиции подвески – шелчки при вращении (173,33) и стуки верхней опоры (43,36). Позиция по системе рулевого управления одна: выходит за пределы нормы зазора в паре "упор–рейка" (29,37). Позиций по коробке передач – две: негерметичность сальников первичного вала (15,41) и правой полуоси (24,41).

В итоге из более чем 20 позиций с наибольшей интенсивностью отказов в межрегламентные периоды эксплуатации на третьем этапе было зарегистрировано 14. Они вошли в компонентную базу систем, выделенных при общем анализе, т.е. на первом этапе.

На четвертом этапе анализ велся по двум критериям – вероятности безотказной работы (ВБР) и полным затратам на устранение отказов, для чего применялась аналитическая модель, построенная в среде Matlab и реализующая соответствующий алгоритм ранжирования, показанный на рис. 3.



Рис. 3. Модель ранжирования ключевых позиций надежности легковых автомобилей по критериям "вероятность безотказной работы", "полные затраты на устранение отказов" и "эксплуатационный пробег"

Этот алгоритм в общем виде сводится к выполнению четырех шагов: определению объектов анализа; определению параметра, по которому будет проводиться анализ; сортировке объектов анализа в порядке убывания значения параметра; определению групп компонентов с одинаковыми признаками.

В качестве первого параметра, по которому разделялись позиции, была выбрана вероятность безотказной работы. При этом были проведены расчеты и выстраивание списка позиций в порядке увеличения количественного значения показателя, а затем – разделение всей номенклатуры на группы А, В и С по принципу Парето:

Класс	Доля от общего числа элементов, %
A (X)	10–15
B (Y)	10–20
C (Z)	65–80

И поскольку элементы категории А особенно важны для обеспечения надежности объекта в целом, то для них разрабатывались особые правила работы. Для элементов же категории В правила работы обычно не меняют, а для элементов категории С в некоторых случаях даже их ослабляют. По второму критерию ранжирования (общие затраты на устранение отказов) была проведена классификация позиций по группам X, Y и Z, и далее автоматическим образом определялось наличие общих элементов в группах А и X, В и X, С и X, А и Y, В и Y, С и Y, А и Z, В и Z, С и Z и формировались девять групп с соответствующими характеристиками и возможными стратегиями работы.

В полученный таким образом перечень компонентов, вошедших в особую группу АХ с наименьшей ВБР и максимальными затратами на устранение отказов по

системам, были включены: по электрооборудованию – усилитель рулевого управления, генераторная установка, стеклоподъемник бокового стекла, стартер, электродвигатель отопителя; по ДВС – термостат, головка блока цилиндров; по подвеске – передние стойки; по коробке передач – рычаг переключения передач.

Результаты пятого этапа исследования. Практика показывает, что на надежность любой сложной технической системы существенное влияние оказывают внешние факторы – среда, в которой происходит процесс эксплуатации. Для легковых автомобилей к таким факторам относятся состояние дорожного покрытия и климатические условия. Поэтому в качестве носителей факторов были взяты Россия, Казахстан, Украина, Франция и Германия, т.е. страны, существенно отличающиеся и климатом, и дорожными условиями.

Наименования позиций с наибольшей интенсивностью отказов рассматриваемой марки легковых автомобилей, эксплуатировавшихся в данных странах в 2010 г., приведены в табл. 2. При этом в ней жирным шрифтом выделены отказы, связанные с проблемами в системе подвески автомобиля; курсивом – отказы системы электрооборудования; обычным шрифтом – отказы, связанные с проблемами повышенного шума; шрифтом с подчеркиванием – отказы, связанные с негерметичностью сальников. Кроме того, в одном случае (4-й столбец, 1-я строка) выделен такой отказ, как деформация решетки радиатора, который нельзя отнести ни к одной из сформированных групп.

Анализ таблицы показывает, что вне зависимости от страны, в которой эксплуатируется автомобиль, наиболее серьезные проблемы свойственны опять-таки его системе электрооборудования: фактически в каждой колонке таблиц подавляющее число отказов соответст-

Таблица 2

РОССИЯ	КАЗАХСТАН	УКРАИНА	ФРАНЦИЯ	ГЕРМАНИЯ
<i>Отказ звукового сигнала</i>	Стук телескопической стойки левой	<i>Отказ звукового сигнала</i>	<u>Деформация решетки радиатора</u>	Шум рычага переключения КПП
Стук (шелчки) в передней подвеске	Стук телескопической стойки правой	<i>Не работает датчик скорости</i>	<i>Не работает генератор</i>	Шум КПП
<i>Не работает генератор</i>	Течь через сальник амортизатора задней подвески	Не выдержан зазор в паре упор/рейка	Шум подшипника первичного вала коробки передач	Шум комбинации приборов
<i>Не работает электродвигатель стеклоочистителя</i>	Заклинивание термостата	Стук (шелчки) в передней подвеске	Шум подшипника вторичного вала коробки передач	<i>Не работает генератор</i>
<i>Не работает левый электростеклоподъемник</i>	Замыкание датчика концентрации кислорода	<i>Не работает электроусилитель рулевого управления</i>	Шум выжимного подшипника	<i>Не работает звуковой сигнал</i>
Не выдержан зазор в паре упор/рейка	<i>Не работает пульт дистанционного управления</i>	<i>Не работает левый электростеклоподъемник</i>	<i>Не работает электростеклоподъемник</i>	<i>Не работает реле прерывателя</i>
<i>Дефект датчика скорости</i>	Люфт подшипника передней подвески	<i>Не работает генератор</i>	<i>Отказ электростартера</i>	<i>Не работает электроусилитель рулевого управления</i>
Шум, стук левого привода передних колес	<i>Не работает генератор</i>	Стук левой телескопической стойки	<u>Вибрация тормозного диска</u>	<i>Неэффективная работа АКБ</i>
<i>Не работает регулятор холостого хода</i>	Шум подшипника ступицы заднего колеса	<i>Не работает контроллер системы зажигания</i>	Шум коробки передач	<i>Не работает электростеклоподъемник</i>
<u>Течь через задний сальник коленчатого вала</u>	<u>Течь через задний сальник коленчатого вала</u>	<u>Течь через задний сальник коленчатого вала</u>	<i>Не работает электроусилитель рулевого управления</i>	<i>Отказ электростартера</i>

вует именно этой системе. Причем для автомобилей, эксплуатируемых на территории России и Украины, из 10 наиболее существенных проблем с ней связаны шесть, в Казахстане — 30 %. И в странах Западной Европы картина примерно та же. Более того, в Германии семь отказов из 10 — отказы именно элементов электрооборудования. Правда, во Франции, как и в Казахстане — три. Но если говорить более конкретно, то лидирующее положение везде занимают отказы электро-стеклоподъемников, звукового сигнала, электроусилителя рулевого управления, электрогенератора и электростартера.

Вторая по значимости система с наибольшим числом отказов автомобилей, эксплуатируемых в странах Западной Европы, с одной стороны, и в России, Украине и Казахстане — с другой, отличается, причем существенно. В России и Казахстане (как и во всех странах ближнего зарубежья) — это отказы подвески, ее телескопических стоек и амортизаторов, щелчки и посторонние стуки в передней подвеске, отклонения зазора в паре "упор—рулевая рейка", люфт подшипника передней подвески; в странах же Западной Европы — повышенная шумность автомобиля при движении. Все дело — в качестве дорожных покрытий. В первой группе стран они плохие, поэтому и выводят элементы подвески из строя, а во второй — хорошие, и потребители начинают обращать внимание на шумы коробки передач, выжимного подшипника и посторонние шумы в комбинации приборов.

Результаты шестого этапа исследования. В практике аналитической деятельности, как правило, возникает необходимость в прослеживании причинно-следственных связей между различными отказами. При этом в нашем случае, как следует из сказанного выше, наибольший интерес представляет собой система электрооборудования как наименее надежная из основных систем автомобиля, и в частности, генераторная установка, которая является основным источником электроэнергии бортовой сети и стабильно занимает верхнюю позицию в рейтинге компонентов с недостаточной надежностью.

Для проведения исследования отказов генераторных установок и других компонентов электрооборудования тоже была разработана аналитическая модель, позволяющая выводить позиции отказов, которые наступают после замены, скажем, той же генераторной установки. Эта модель имеет три рабочих окна в среде Microsoft Office Excel. В первом из них дается перечень отказов и наработки, при которых они произошли до замены генераторов; во втором — то же, выполненное при его замене; в третьем — то же после его замены.

Анализ полученных с помощью этой модели результатов показывает, что в 28 % случаях выходу из строя генераторных установок предшествуют отказы другого электрооборудования. И если из этих 28 % выделить компоненты в порядке убывания частоты регистрации их отказов, то получаем: первое место занимает электроусилитель рулевого управления, второе — электровентилятор системы охлаждения ДВС, третье — катушка зажигания, четвертое — контроллер электронной системы управления двигателем (ЭСУД), пятое — электростартер, электродвигатель отопителя и т.д.

Анализ же спектра отказов, возникающих после проведения замены генераторных установок, свидетельствует о том, что после замены генератора из строя выходят ~15 % тех же самых компонентов электрооборудования. Причем достаточно часто — в пределах 5 тыс. км пробега.

Установленная с помощью этой аналитической модели связь между отказами компонентов системы электрооборудования, учитывающая многофакторность влияния и его вероятностный характер, может показаться неочевидной. Действительно, из приведенного выше исследования напрямую трудно установить, каким образом и по какой причине произошли, к примеру, отказы компонентов — потребителей бортовой сети до и после замены генераторной установки. Однако то, что выходные характеристики генераторной установки на надежность работы всего электрооборудования автомобиля влияют, причем существенно, — факт, не вызывающий сомнения.

Результаты заключительного (седьмого) этапа исследования вытекают из шести предыдущих этапов: основной системой рассматриваемого автомобиля, определяющей его надежность в эксплуатационный период жизненного цикла, является электрооборудование, а основными ее компонентами — электроусилитель рулевого управления, генераторная установка, электростартер, электродвигатель отопителя, электровентилятор системы охлаждения.

В заключение нельзя не привести два важных с практической точки зрения соображения.

Первое. В настоящее время отказы электрооборудования легковых автомобилей устраняют, как правило, путем замены соответствующего компонента (электроусилителя рулевого управления, контроллера ЭСУД, электростартера и т.д.). Но это достаточно дорогостоящий процесс. И удешевить его можно лишь одним способом — внедряя в технологию технического обслуживания операции по диагностированию функционирования этих компонентов. Иначе говоря, своевременно выявляя зарождающиеся отказы.

Второе. Рассмотренные выше аналитические модели действительно позволяют вскрывать критические позиции надежности легковых автомобилей на участках послепродажного этапа жизненного цикла, определять критические с точки зрения надежности системы и компоненты в их межрегламентные промежутки эксплуатации, а также ранжировать отказы и анализировать данные об эксплуатации автомобилей в различных географических регионах. То есть создавать достаточно полную и достоверную картину, необходимую для эффективной организации всех процессов на предприятиях автопроизводителей. В том числе процессов управления поставщиками, проектирования новой продукции, производственного процесса, перспективного планирования качества и надежности автомобилей, а также процесса послепродажного обслуживания.



**ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЬНОЙ
ТЕХНИКИ
ПРЕДПРИЯТИЯМИ
РОССИИ В ПЕРВОМ
ПОЛУГОДИИ 2013 Г.
(По информации ОАО
"АСМ-холдинг")**

Предприятие-изготовитель	Июнь 2013 г.	Июнь 2012 г.	Прирост, %	Январь – июнь 2013 г.	Январь – июнь 2012 г.	Прирост, %
ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
Группа "ЗИЛ":						
ЗИЛ	29	75	– 61,3	74	687	– 89,2
* Смоленский ААЗ	–	–	–	21	73	– 71,2
Петровский завод автозапчастей	25	26	– 3,8	25	45	– 44,4
Группа "ГАЗ":						
ГАЗ	7 787	8 403	– 7,3	40 062	39 554	+ 1,3
АЗ "УРАЛ"	412	750	– 45,1	2 619	3 760	– 30,3
* Саранский завод автосамосвалов	138	129	+ 7,0	616	619	– 0,5
Группа "КамАЗ":						
КамАЗ	4 144	3 173	+ 30,6	22 904	24 823	– 7,7
НефАЗ:						
* автосамосвалы	–	–	–	1	2	_ 50,0
самосвальные установки	1 064	854	+ 24,6	6 115	6 352	– 3,7
"КамАЗ-Восток"	–	–	–	–	13	–
"Мерседес-Бенц Тракс Восток"	200	190	+ 5,3	1 264	931	+ 35,8
"Фузо КамАЗ Тракс Рус"	2	165	– 98,8	250	1 054	– 76,3
УАЗ	2 366	1 821	+ 29,9	12 357	11 041	+ 11,9
"Соллерс-Исудзу"	84	120	– 30,0	276	138	+ 100,0
"Форд Соллерс Елабуга"	1 190	1 013	+ 17,5	6 600	4 374	+ 50,9
"Соллерс-Елабуга"	–	–	–	–	986	–
"БАУ-Рус Мотор Корпорэйшн" ("БАУ Мотор Корпорэйшн")	194	176	+ 10,2	1 002	930	+ 7,7
БАЗ	15	8	+ 87,5	69	58	+ 19,0
Группа компаний "Автотор"	201	–	–	477	–	–
"Вольво Восток" (Калуга)	485	512	– 20,8	1 887	3 049	– 38,1
МЗ "Тонар"	4	11	– 63,6	14	47	– 70,2
ИВЕКО-АМТ	52	26	+ 100,0	325	235	+ 38,3
ПСА "ВИС-авто"	365	349	+ 4,6	1 916	1 791	+ 7,0
"Скания-Питер"	128	174	– 26,4	507	491	+ 3,3
* Другие предприятия Санкт-Петербурга, в том числе:	4	11	– 63,6	17	35	– 51,4
"Катерпиллар Тосно"	10	10	0,0	50	30	+ 66,7
"Комацу Мэнэфэкчуринг Рус"	2	3	– 33,3	15	6	+ 150,0
"Челябинские строительно-дорожные машины"	–	–	–	6	–	–
* Шебекинский завод автоспецоборудования	–	9	–	–	11	–
* "Бецема"	41	109	– 62,4	232	619	– 62,5
* Великолукский завод "Лесхозмаш"	–	1	–	1	4	– 75,0
* Филиал "Машзавод"	–	2	–	7	3	+ 133,3
* "ЗТО Каменя"	253	210	+ 20,5	1 177	1 081	+ 8,9
* "Спектр Авто"	181	107	+ 69,2	837	667	+ 25,5
* "Чайка-НН"	128	80	+ 60,0	444	415	+ 7,0
* РИАТ	59	73	19,2	198	357	– 64,5
ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
Группа "АвтоВАЗ" :						
ВАЗ	33 827	44 782	– 24,5	209 422	266 213	– 21,3
"ОАГ"	5 220	3 279	+ 59,2	26 458	13 882	+ 90,6
"ПСА Бронто"**	–	26	–	65	171	– 60,2
"Супер-Авто"	573	705	– 18,7	2 952	3 522	– 16,2
"ГМ-АвтоВАЗ"	4 195	5 565	– 24,6	27 061	31 711	– 14,7
Группа компаний "Автотор"	19 340	22 410	– 13,7	114 595	123 358	– 7,1
"Автофрамос"	17 119	14 700	+ 16,5	99 550	83 303	19,5
ИМС	1 757	1 856	– 5,3	11 524	10 539	9,3
"Фольксваген груп рус" (Н. Новгород)	2 179	–	–	7 147	–	–

Предприятие-изготовитель	Июнь 2013 г.	Июнь 2012 г.	Прирост, %	Январь – июнь 2013 г.	Январь – июнь 2012 г.	Прирост, %
Предприятия Приморского края, в том числе:	6 145	2 853	+ 115,4	29 540	14 857	+ 98,8
"Соллерс-Дальний Восток"	–	2 853	–	2 161	14 854	– 85,5
"Соллерс-Буссан"	901	–	–	2 887	–	–
"Мазда Соллерс Мануфэчуринг Рус"	5 244	–	–	24 492	–	–
"Автомобили и Моторы Урала"	–	–	–	–	–	–
Предприятия Ростовской области, в том числе:	114	1 640	– 93,0	2 130	6 737	– 68,4
ТагАЗ, филиал	2	367	– 99,5	504	3 523	– 85,7
"ТагАЗ Интернэшнл"	55	462	– 88,1	574	2 403	– 76,1
"Эйч Ти Авто"	57	811	– 93,0	1 052	811	+ 29,7
АК "Дервейс"	5 213	3 710	40,5	16 703	19 920	– 16,1
"Чеченавто"	6	140	– 95,7	486	538	– 9,7
"Форд Мотор Компани"	7 845	10 727	– 26,9	46 986	61 021	– 23,0
Предприятия Санкт-Петербурга ("Дженерал Моторз Авто", "Тойота Мотор Мануфэчуринг Россия", "Хёндэ Мотор Мануфэчуринг Рус", "Ниссан Мануфэчуринг Рус")	32 137	32 744	– 1,9	200 643	190 414	+ 5,4
Другие предприятия Санкт-Петербурга	38	–	–	38	–	–
Предприятия Калужской обл., в том числе:	21 393	20 128	6,3	110 733	116 029	– 4,6
"Фольксваген Груп Рус"	17 197	15 779	+ 9,0	85 797	89 543	– 4,2
"ПСМА РУС"	4 196	4 358	– 3,7	24 936	26 486	– 5,9
<i>АВТОБУСЫ</i>						
Группа "КамАЗ":						
НефАЗ	64	68	– 5,9	287	270	+ 6,3
"КамАЗ-Марко"	5	–	–	38	–	–
Группа "ГАЗ"						
ГАЗ	1 463	1 553	– 5,8	6 329	6 866	– 7,8
АЗ "Урал"	29	40	– 27,5	186	337	– 44,8
Компания "Русские Автобусы":	1 162	1 242	– 6,4	5 342	6 204	– 3,9
ПАЗ	901	1 051	– 14,3	4 328	4 815	– 10,1
ЛиАЗ	171	141	+ 21,3	535	998	– 46,4
ГолАЗ	80	5	+ 1 500,0	263	38	+ 592,1
КАвЗ	10	45	– 77,8	216	353	– 38,8
УАЗ	887	927	– 4,3	5 710	6 367	– 10,3
"Форд Соллерс Елабуга"	6	24	– 75,0	45	137	– 67,2
"Спецтранс"	19	26	– 26,9	41	26	+ 57,7
"БАУ-РУС Мотор Корпорэйшн", "БАУ Мотор Корпорэйшн"	1	–	–	1	12	– 91,7
ВАП "Волжанин"	72	87	– 17,2	216	461	46,9
"Волгобас"	68	69	– 1,4	100	86	+ 16,3
"СТ Нижегородец"	578	594	– 2,7	3 715	2 484	+ 49,6
ПКФ "Луидор"	489	353	+ 38,5	2 715	1 976	+ 37,4
"Кузбасс-Авто"	4	8	– 50,0	55	66	– 16,7
"Хорс-А"	–	–	–	17	–	–
Группа компаний "Ирито"	77	208	– 63,0	1 531	632	+ 142,2
"Промтех"	178	111	+ 60,4	1 161	610	+ 90,3
<i>ТРОЛЛЕЙБУСЫ</i>						
"Тролза"	42	12	+ 450,0	176	32	+ 450,0
"Транс Альфа Электро" (ВМЗ)	21	8	+ 162,5	45	26	+ 73,1
Башкирский ТЗ	4	–	–	16	16	0,0
Примечания: * – на шасси производства других отечественных предприятий; ** – с марта 2013 г. выпуск переведен в ПСА "ВИС-авто".						



УДК 629.114.4.1.055.2

ЭКСПРЕСС-ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. техн. наук С.П. ПОЖИДАЕВ
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
(+38050. 246-40-65)

Рассматриваются предельно простые математические модели, позволяющие оценить время разгона автомобилей до заданной скорости движения.

Ключевые слова: время разгона, заданная скорость движения, номинальная мощность двигателя, масса автомобиля.

Pozhydaiev S.P.

RAPID ASSESSMENT OF THE CAR'S DRIVING CHARACTERISTICS

Very simple mathematical model to estimate the approximate time the vehicle accelerates to the desired speed are considered.

Keywords: acceleration time, given speed, engine power rating, vehicle weight.

Динамические свойства автомобиля играют решающую роль при его разгонах после трогания с места, при обгонах и т.п. В качестве основной характеристики таких его свойств рассматривается время t разгона до некоторой заданной скорости v_a движения. Однако точно и оперативно определить данный показатель теоретическим путем по ряду объективных обстоятельств невозможно. Потому что в основе этого определения должны лежать внешние скоростные характеристики двигателя, полученные в неустановившемся режиме его работы, но для подавляющего большинства двигателей таких характеристик в инструкциях по эксплуатации нет. Кроме того, для расчетов нужны и другие показатели, значения которых можно получить только экспериментальным путем. Правда, попытки решить задачу есть. Так, специалисты КамАЗа, опираясь на теорию размерностей, построили приближенную математическую модель для определения времени разгона своих автомобилей и автомобилей фирмы "Скания" до некоторой произвольно заданной скорости движения [1]. И созданная модель позволяет определять время разгона автомобиля с погрешностью не более 6 %. Но она, к сожалению, не совсем проста и требует значительного (до девяти) числа исходных данных, треть из которых нужно получать путем предварительных вычислений. Именно поэтому автор статьи попытался построить более простую, а в

идеале — предельно простую приближенную математическую модель для экспресс-оценки времени разгона автомобиля до заданной скорости движения. И это удалось.

При разработке данной модели он предположил, что на время t разгона автомобиля до некоторой заданной скорости v_a существенно влияют лишь три фактора: полная масса m_a автомобиля, номинальная мощность N_e двигателя и заданная скорость v_a в конце разгона. В этом случае, очевидно, нужную модель можно записать в виде формулы: $t = C f(m_a, N_e, v_a) = C m_a^a N_e^b v_a^d$, а после выполнения всех необходимых преобразований, предусмотренных теорией размерностей [2], — в виде формулы: $t = C \frac{m_a v_a^2}{N_e}$.

В ней, как видим, есть лишь один элемент, трудный для определения, — коэффициент C . Однако и его найти можно. Для этого автор использовал числовые параметры автомобилей КамАЗ, заимствованные из работы [1] и, подставив их в последнюю из формул, получил ряд значений коэффициента C , среднее арифметическое которых равно $88,5 \cdot 10^{-3}$ (см. таблицу).

Таким образом время разгона автомобилей КамАЗ с места до скорости v_a , выраженное в секундах, может быть вычислено с помощью предельно простой модели: $t = 88,5 \frac{m_a v_a^2}{N_e} \cdot 10^{-3}$, в которой значение

полной массы m_a следует подставлять в тоннах, номинальной мощности N_e двигателя — в киловаттах, а скорости движения v_a — в км/ч.

Проверка этой модели показала, что погрешность полученного с ее помощью результата не превышает 12,4 %, а в среднем составляет 5,7 %, что вполне приемлемо для прогнозной экспресс-оценки динамических свойств АТС. Это также свидетельствует о том, что, несмотря на огромное число конструктивных параметров автомобиля, доминирующее влияние на его динамические свойства оказывают фактически только два из них — его масса и номинальная мощность двигателя.

В частности, если необходимо определять время разгона автомобиля до одной и той же заданной скорости движения, то величину v_a^2 можно объединить с коэффициентом C . Например, при $v = 60$ км/ч расчетное уравнение принимает вид $t = 318,5 \frac{m_a}{N_e}$.

Пользуясь математическими моделями, всегда следует помнить, что каждая из них справедлива лишь в пределах ее применимости. И рассмотренная выше модель — не исключение: она пригодна только для грузовых автомобилей КамАЗ, по данным которых и было вычислено значение коэффициента C . Для других же автомобилей она даст очень большую ошибку. Например, для автомобиля "Скания R164" погрешность составляет ~82 %. Но этот недостаток полностью устраняется, если значение C взять равным 291.

Аналогичным образом можно построить математическую модель времени разгона автомобилей любой другой однородной совокупности. Так, легко доказать, что с погрешностью, не превышающей 10 %, время разгона современного легкового автомобиля класса B с кузовом "седан" до скорости 100 км/ч может быть вычислено по формуле $t = 0,735 \frac{m_a}{N_e} \approx \frac{m_a}{N'}$, где

m_a — снаряженная масса автомобиля в килограммах, а N_e и N' — номинальная мощность двигателя, выраженная соответственно в киловаттах и лошадиных силах.

Исходные данные согласно материалам работы [1]					Результаты расчетов		
Модель автомобиля и его колесная формула	Вид транспортного средства	Полная масса, т	Мощность двигателя, кВт	Время разгона до 60 км/ч, с	Коэффициент C	Время разгона до 60 км/ч, с	Относительная погрешность, %
КамАЗ-5320, 6×4	Автомобиль	15,3	154	30,5	$85,3 \cdot 10^{-3}$	31,6	+3,7
КамАЗ-5320, 6×4	Автопоезд	26,3	154	62,1	$101,1 \cdot 10^{-3}$	54,4	-12,4
КамАЗ-53215, 6×4	Автомобиль	19,3	176	33,6	$85,0 \cdot 10^{-3}$	34,9	+3,9
КамАЗ-53215, 6×4	Автопоезд	33,3	176	63,9	$93,9 \cdot 10^{-3}$	60,3	-5,7
КамАЗ-54115, 6×4		34,2	176	64,8	$92,5 \cdot 10^{-3}$	61,9	-4,5
КамАЗ-55111, 6×4	Самосвал	22,2	176	39,6	$87,2 \cdot 10^{-3}$	40,2	+1,5
КамАЗ-65115, 6×4		25,2	191	38,4	$80,9 \cdot 10^{-3}$	42,0	9,4
КамАЗ-6520, 6×4		33,1	235	42,3	$83,4 \cdot 10^{-3}$	44,9	+6,1
КамАЗ-5460, 4×2	Автопоезд	40,0	265	49,0	$90,3 \cdot 10^{-3}$	48,1	-1,9
КамАЗ-6460, 6×4		46,0	265	58,1	$93,1 \cdot 10^{-3}$	55,3	-4,8
КамАЗ-43114, 6×6		15,4	191	23,5	$80,9 \cdot 10^{-3}$	25,7	+9,3
Среднее значение модуля					$88,5 \cdot 10^{-3}$	47,36	5,7

Конечно, результаты расчетов по приведенным выше моделям следует рассматривать как ориентировочные, прогнозные и применять только при отсутствии экспериментальных данных времени разгона автомобиля до заданной скорости. Но и это во многих случаях может оказаться полезным.

Литература

1. Карабцев В.С., Валеев Д.Х. Расчетная оценка динамических характеристик грузовых АТС // Автомобильная промышленность. 2004. № 2. С. 7–9.
2. Хантли Г. Анализ размерностей / Г. Хантли. М.: Мир, 1970. – 174 с.

УДК 621.43

ДЛЯ ТОЧНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОНТАЖНЫХ ЗАЗОРОВ МЕЖДУ ГИЛЬЗОЙ ЦИЛИНДРА И ГОЛОВКОЙ ПОРШНЯ ДВС

Д-р техн. наук А.Д. НАЗАРОВ
Мемфис, США

Приведены общая методика и теоретические основы определения оптимальных монтажных зазоров между гильзой цилиндра и головкой поршня, необходимых для надежной работы деталей ЦПГ и двигателей в целом.

Ключевые слова: гильза цилиндра, головка поршня, монтажные зазоры, расчет, надежность.

Nazarov A.D.

FOR PRECISE DETERMINATION OF THE GAP BETWEEN CYLINDER LINER AND PISTON HEAD OF DVS

General method and theoretical basis to determine optimal assembly gaps, and also their true values, between cylinder liner and piston head, required for reliable performance of engines in hole are provided.

Keywords: cylinder liner, piston head, assembly gaps, calculation, reliability.

Надежность, долговечность и вероятность безотказной работы автотракторных ДВС, при прочих равных условиях и факторах, определяются монтажными и действительными зазорами между гильзой их цилиндра и головкой поршня. Они же, эти зазоры, влияют и на качество приработки, и техническое состояние рабочей поверхности гильз цилиндров, головки поршней и верхнего компрессионного кольца, уровни вибраций и шума ДВС, расход смазочного масла на угар, пропуск газов в картер, эффективную мощ-

ность, экономичность и токсичность отработавших газов в процессе эксплуатации. Поэтому обоснованное назначение данных зазоров при проектировании и изготовлении ДВС и их обеспечение было и остается важнейшей из задач как в условиях производства, так и ремонта. Однако ее решение в настоящее время затруднено. Причина – отсутствие теоретических основ, методов и математических зависимостей, позволяющих гарантированно определять эти зазоры. Правда, некоторые расчетные и экспериментальные методы уже предложены. Но все они, к сожалению, учитывают далеко не все факторы, от которых зазоры и зависят. Более того, в посвященных проблеме работах [1–3 и др.] рекомендуемые ими значения зазора $\Delta_{ц}$ между гильзой цилиндра и головкой поршня ДВС, как показывает опыт автора статьи, явно занижены. В связи с чем разработка теоретических основ и методики определения оптимальных величин рассматриваемых монтажных зазоров давно уже стала насущной необходимостью. И автор попытался решить ее, исходя из следующих соображений.

Значения зазора $\Delta_{ц}$ при проектировании и расчете ДВС обычно определяют, как известно, по формуле № 1 (см. таблицу). При этом принимается, что для автомобильных карбюраторных двигателей $K_{ц} = 0,005...0,0076$, а для дизелей – $0,008...0,013$. Учитывая это, легко получить зависимости для расчета максимального ($\Delta_{цmax}$), минимального ($\Delta_{цmin}$) и среднего ($\Delta_{цс}$) значений зазоров, а также поля рассеяния $\omega_{ц}$ зазора $\Delta_{ц}$ (соответственно формулы № 2 и 3). Но расчеты, выполненные по этим формулам, показывают, что зазоры для дизелей получаются больше, а для карбюраторных двигателей – меньше их значений, предусмотренных действующими ТУ. Это говорит о том, что ре-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Delta_{ц} = K_{ц} D_{ц}$	$K_{ц}$ – постоянный коэффициент; $D_{ц}$ – номинальный диаметр цилиндра или его гильзы
2	$\Delta_{ц\max} = 0,007 D_{ц}; \Delta_{ц\min} = 0,005 D_{ц}; \Delta_{цс} = 0,006 D_{ц}; \omega_{ц} = 0,002 D_{ц}$	–
3	$\Delta_{ц\max} = 0,013 D_{ц}; \Delta_{ц\min} = 0,008 D_{ц}; \Delta_{цс} = 0,0105 D_{ц}; \omega_{ц} = 0,005 D_{ц}$	–
4	$\Delta_{оп} = \sum_1^{p_{но}} \alpha_i + \sum_{1+p_{но}}^{q_{но}} \alpha_i + \sum_{1+q_{но}}^{k_{но}} \alpha_i;$ $\Delta_{гп} = \sum_1^{p_{гп}} \alpha_i + \sum_{1+p_{гп}}^{q_{гп}} \alpha_i + \sum_{1+q_{гп}}^{k_{гп}} \alpha_i$	Символы "п" и "г" обозначают пуск и тепловой режим двигателя; $p_{но}$ и $p_{то}, p_{гп}$ и $p_{гт}$ – число факторов, непосредственно увеличивающих зазоры $\Delta_{оп}$ и $\Delta_{от}$, $\Delta_{гп}$ и $\Delta_{гт}$ и не зависящих от размеров деталей ЦПГ и КШМ, а также их сопряжений; α_i – увеличение (изменение) зазоров, вызванное i -м фактором; $q_{то}, q_{гп}$ и $q_{гт}$ – число факторов, вызывающих поворот оси вращения шатуна или поршня, из-за чего увеличиваются указанные зазоры; $k_{но}$ и $k_{то}, k_{гп}$ и $k_{гт}$ – число факторов, смещающих оси вращения шатуна или поршня и вызывающих их поворот, вследствие чего увеличиваются указанные зазоры
5	$\Delta_{от} = \sum_1^{p_{то}} \alpha_i + \sum_{1+p_{то}}^{q_{то}} \alpha_i + \sum_{1+q_{то}}^{k_{то}} \alpha_i + \sum_{1+k_{то}}^{m_{то}} \alpha_i; \Delta_{гт} = \sum_1^{p_{гт}} \alpha_i + \sum_{1+p_{гт}}^{q_{гт}} \alpha_i + \sum_{1+q_{гт}}^{k_{гт}} \alpha_i + \sum_{1+k_{гт}}^{m_{гт}} \alpha_i$	$m_{то}$ и $m_{гт}$ – число факторов, появляющихся при установленном тепловом режиме ДВС и увеличивающих зазоры $\Delta_{от}$ и $\Delta_{гт}$
6	$\alpha_{пно} = \sum_1^{p_{но}} \alpha_i; \alpha_{пто} = \sum_{1+p_{но}}^{q_{но}} \alpha_i; \alpha_{сно} = \sum_{1+q_{но}}^{k_{но}} \alpha_i; \alpha_{пгп} = \sum_1^{p_{гп}} \alpha_i; \alpha_{пгт} = \sum_{1+p_{гп}}^{q_{гп}} \alpha_i;$ $\alpha_{сгп} = \sum_{1+q_{гп}}^{k_{гп}} \alpha_i; \alpha_{нгто} = \sum_1^{p_{но}} \alpha_i; \alpha_{нгто} = \sum_{1+p_{но}}^{q_{но}} \alpha_i; \alpha_{сто} = \sum_{1+q_{то}}^{k_{то}} \alpha_i; \alpha_{то} = \sum_{1+k_{то}}^{m_{то}} \alpha_i;$ $\alpha_{пгт} = \sum_1^{p_{гт}} \alpha_i; \alpha_{пгт} = \sum_{1+p_{гт}}^{q_{гт}} \alpha_i; \alpha_{сгт} = \sum_{1+q_{гт}}^{k_{гт}} \alpha_i; \alpha_{гт} = \sum_{1+k_{гт}}^{m_{гт}} \alpha_i$	–
7	$\Delta_{оп} = \alpha_{пно} + \alpha_{пто} + \alpha_{сно}; \Delta_{гп} = \alpha_{пгп} + \alpha_{пгт} + \alpha_{сгп};$ $\Delta_{от} = \alpha_{нгто} + \alpha_{пто} + \alpha_{сто} + \alpha_{то}; \Delta_{гт} = \alpha_{пгт} + \alpha_{пгт} + \alpha_{сгт} + \alpha_{гт}$	–
8	$p_{но} = p_{гп} = p_{п}; p_{то} = p_{гт} = p_{г}; \alpha_{пно} = \alpha_{пгп} = \alpha_{пгт}; \alpha_{нгто} = \alpha_{пгт} = \alpha_{пг};$ $\alpha_{пгп} = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{пгп} + \alpha_{пгп} + \alpha_{пгп}; \alpha_{пгт} = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{пгт} + \alpha_{пгт} + \alpha_{пгт}$	α_1 и α_2 – высота неровностей рабочей поверхности гильзы цилиндра в зоне работы головки поршня и высота неровностей головок поршня (принимаются одинаковыми для обоих – холодного и прогретого – режимов работы ДВС); $\alpha_{пгп}$ и $\alpha_{пгт}$ – отклонения формы гильзы цилиндра в зоне работы головки поршня при пуске ДВС и прогретом его состоянии; $\alpha_{пгп}$ и $\alpha_{пгт}$ – то же для головки поршня; $\alpha_{пгп}$ и $\alpha_{пгт}$ – минимальная рабочая толщина масляного слоя между гильзой и головкой поршня при пуске ДВС и в его прогретом состоянии
9	$\alpha_{пно} = \sum_{1+p_{но}}^{q_{но}} [A_i + B_i(l_{i1} + l_{i2})l_{\Delta i}^{-1}]; \alpha_{пто} = \sum_{1+p_{то}}^{q_{то}} [A_i + B_i(l_{i1} + l_{i2})l_{\Delta i}^{-1}]$	A_i, B_i и C_i – постоянные параметры, зависящие от конструкции ДВС; l_{i1} и l_{i2} – длина i -й и i_2 -й деталей; $l_{\Delta i}$ – длина i -го сопряжения
10	$\alpha_{пгп} = A_1 + B_1 \Delta_{ю} l_{ю}^{-1}$	A_1 и B_1 – постоянные параметры, зависящие от конструкции ДВС; $l_{ю}$ – длина юбки поршня
11	$\alpha_{сно} = \sum_{1+q_{сно}}^{k_{сно}} \{A_i + 10^{-2} [B_i(l_{i1} + l_{i2})\gamma_{i1} + C_i l_i \gamma_{i2}]\}$	p – соответствует символам "п" или "г"; γ_{i1} и γ_{i2} – отклонения взаимного положения осей или поверхностей деталей i_1 -го и i_2 -го сопряжения на их длине
12	$\alpha_{гт} = \sum_{1+k_{гт}}^{m_{гт}} [A_i + l_{ю}^{-1} (B_i \gamma_{дi} - C_i \gamma_{гi})]$	$\gamma_{дi}$ и $\gamma_{гi}$ – параметры, пропорциональные силовой деформации и тепловому расширению юбки
13	$\Delta_{оп} = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{пгп} + \alpha_{пгп} + \alpha_{пгп} + \sum_{1+p_{но}}^{q_{но}} [A_i + B_i(l_{i1} + l_{i2})l_{\Delta i}^{-1} \Delta_{пi1} + C_i l_i l_{\Delta i}^{-1} \Delta_{пi2}] +$ $+ \sum_{1+q_{но}}^{k_{но}} \{A_i + 10^{-2} [B_i(l_{i1} + l_{i2})\gamma_{i1} + C_i l_i \gamma_{i2}]\};$ $\Delta_{гп} = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{пгп} + \alpha_{пгп} + \alpha_{пгп} + A_1 + B_1 \Delta_{ю} l_{ю}^{-1};$ $\Delta_{от} = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{пгт} + \alpha_{пгт} + \alpha_{пгт} + \sum_{1+p_{то}}^{q_{то}} [A_i + B_i(l_{i1} + l_{i2})l_{\Delta i}^{-1} \Delta_{гi1} + C_i l_i l_{\Delta i}^{-1} \Delta_{гi2}] +$ $+ \sum_{1+q_{то}}^{k_{то}} \{A_i + 10^{-2} [B_i(l_{i1} + l_{i2})\gamma_{i1} + C_i l_i \gamma_{i2}]\};$ $\Delta_{гт} = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{пгт} + \alpha_{пгт} + \alpha_{пгт} + \sum_{1+k_{гт}}^{m_{гт}} [A_i + l_{ю}^{-1} (B_i \gamma_{дi} - C_i \gamma_{гi})]$	–
14	$\Delta_{п} \geq \Delta_{оп}; \Delta_{п} \geq \Delta_{гп}; \Delta_{г} \geq \Delta_{от}; \Delta_{г} \geq \Delta_{гт}$	$\Delta_{п}$ и $\Delta_{г}$ – действительные зазоры между гильзой цилиндра и головкой поршня при пуске ДВС и в его прогретом состоянии

зультаты, полученные по формулам № 2 и 3, — сугубо предварительные, и их нельзя использовать для окончательного расчета.

Причина этого очевидна: формулы № 2 и 3 получены на основании статистического анализа и не учитывают конструктивные особенности и режимы работы двигателей, материал, размеры, деформации и жесткость их деталей. То есть они получены без учета как минимум шести факторов. В итоге берутся усредненные значения $\Delta_{ц}$ по всей окружности сопряжения "гильза цилиндра—головка поршня". Кроме того, не учитывается и то, что на приработку, техническое состояние рабочей поверхности гильзы цилиндра, головки поршня и верхнего компрессионного кольца сильно влияют зазоры между гильзой цилиндра и головкой поршня в плоскости, проходящей через оси цилиндров и коленчатого вала (Δ_0), и в плоскости качания шатуна (Δ_r). Как и то, что при пуске и на установившемся тепловом режиме двигателя для его надежной работы необходимы различные по значению исходные зазоры.

Основываясь на сказанном выше и личном опыте, автор пришел к выводу, что в общем случае математическое ожидание оптимальных зазоров, т.е. необходимых для работы двигателей без задевания головки поршня о рабочую поверхность гильзы цилиндра, следует рассчитывать несколько иначе. В частности, зазоры $\Delta_{оп}$ при пуске холодного двигателя — по формулам № 4, а для установившегося теплового режима — по формулам № 5.

Для упрощения чисто зрительного восприятия и анализа этих формул введем следующие обозначения, соответствующие формулам № 6. Тогда формулы № 4 и 5 приобретут вид формул № 7.

Далее. Шероховатости рабочей поверхности и отклонения формы рассматриваемых деталей, толщина слоя смазки между гильзой цилиндра и головкой поршня, естественно, увеличивают анализируемые зазоры. Причем влияние этих факторов не зависит от размеров деталей и их сопряжений, а также плоскостей, где они определяются. Поэтому, что эти параметры одинаковы по всей окружности сопряжений. Отсюда можно записать формулы № 8.

Однако зазоры в шатунных подшипниках коленчатого вала, между поршневым пальцем и втулкой верхней головки шатуна, поршневым пальцем и бобышками поршня дают возможность шатуну с поршнем и поршню свободно поворачиваться в определенных пределах. Углы их поворота зависят от размеров соответствующих деталей и сопряжений и ограничиваются значениями данных зазоров. Значит, увеличение $\alpha_{ппо}$ и $\alpha_{пто}$ зазоров, вызываемое названными выше факторами, в общем случае можно записать в виде формул № 9.

Кроме того, надо иметь в виду следующее: наличие зазора $\Delta_{ю}$ между гильзой цилиндра и юбкой поршня увеличивает зазор $\alpha_{пн}$ на величину $\alpha_{пнг}$, значение которой в общем случае дает формула № 10.

Нельзя не учитывать и того, что непараллельность осей шатунной шейки и коленчатого вала, перпендикулярность оси отверстия в бобышках поршня к его образующей, перпендикулярность оси цилиндра к оси коленчатого вала и непараллельность осей верхней и нижней головок шатуна смещают ось вращения шатуна или поршня и тоже вызывают их поворот. Причем эти смещения зависят от размеров отклонений взаимного расположения поверхностей и осей перечисленных деталей и их сопряжений.

Из-за этого увеличение $\alpha_{ср0}$ рассматриваемых зазоров соответствует формуле № 11.

При работе двигателей на установившемся тепловом режиме наблюдаются деформации расположенных диаметрально противоположно нагруженной и ненагруженной сторон юбки поршня, потому что на них действуют составляющая нормальной силы, а также тепловое расширение головки и юбки поршня, гильзы цилиндра в зоне работы головки поршня. Итог — дополнительный поворот поршня вокруг оси поршневого пальца и появление дополнительного зазора $\Delta_{бг}$ между поршневым пальцем и бобышками поршня. И причина этого тоже понятна: значение коэффициента линейного теплового расширения материала поршня (алюминиевый сплав) превышает аналогичный коэффициент поршневого пальца (сталь). Поэтому внутренний диаметр бобышек поршня увеличивается больше, чем наружный диаметр поршневого пальца.

Перечисленные факторы, естественно, влияют на значения анализируемых зазоров. При этом тепловое расширение юбки поршня уменьшает значение $\Delta_{пг}$, а остальные факторы увеличивают оба зазора. Причем силовые деформации и тепловое расширение юбки поршня влияют только на значения зазора $\Delta_{пг}$. Значит, $\alpha_{то} = 0$.

Основываясь на сказанном выше, получаем формулу № 12. Кроме того, ориентируясь на те же соображения и данные из формул № 4 и 5, легко получить формулы № 13.

Зная все это, можно рассчитать зазоры между гильзой цилиндра и головкой поршня, которые нужно задавать при проектировании, производстве и ремонте. Но тогда следует обеспечить требования условий формулы № 14.

Значения зазора $\Delta_{п}$, очевидно, определяются отклонениями от номинального значения диаметров гильзы цилиндра и головки поршня при их изготовлении и ремонте. Эти отклонения в сочетании с тепловыми деформациями, соответствующими рабочей температуре деталей при установившемся тепловом режиме работы двигателей, определяют значения зазора Δ_r . При этом следует исходить из отклонений от номинального значения диаметра гильзы цилиндра и ее теплового расширения в зоне работы головки поршня.

Таким образом, рассмотренные выше общая методика и теоретические основы определения оптимальных монтажных зазоров между гильзой цилиндра и головкой поршня, необходимые для надежной работы деталей ЦПГ и двигателей в целом, а также их действительные значения можно считать разработанными. И их нужно применять, обеспечивая тем самым максимально возможный ресурс ДВС.

Литература

1. Авдолькин Н.Ф. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей. М.: Транспорт, 1985. — 216 с.
2. Цой И.М. Рациональные зазоры в сопряжениях деталей двигателей ЗМЗ. — Ташкент: Узавтотранстехника, 1981. — 80 с.
3. Ждановский Н.С., Николаенко А.В. Надежность и долговечность автотракторных двигателей. Л.: Колос, 1981. — 295 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВУХЭТАПНОГО ЭЛЕКТРОСТАРТЕРНОГО ПУСКА ДВС

Кандидаты техн. наук С.Б. АДЖИМАНБЕТОВ и Э.К. ГУТИЕВ
Горский ГАУ (8867. 253-23-04)

По энергетическим показателям сравниваются модели процессов традиционного и двухэтапного электростартерного пуска ДВС.

Ключевые слова: пуск ДВС, моделирование, программа Matlab Simulink.

Adgimanbetov S.B., Gutiev E.K.

MODELLING OF STARTING OF TWO PHASE ELECTRIC START FOR THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

The article deals with comparing the energy datum in process models for traditional and two phase electric start of the internal combustion engine.

Keyword: start of the internal combustion engine, modeling, programme "Matlab Simulink".

В Горском ГАУ в свое время была разработана система двухэтапного электростартерного пуска ДВС через штатное сцепление транспортного средства (см. "АП", 2007, № 7). Теперь, после дополнительной работы с ней, схема ее на базе двухмассовой динамической модели предстала такой, как показано на рис. 1. Принцип ее работы заключается в следующем.

Электростартер запускается вхолостую. Затем мгновенно включается сцепление, и вращение передается коленчатому валу ДВС. Это позволяет избавиться от первого этапа буксования, неизбежного при традиционном, т.е. плавном, включении сцепления. Угловая скорость якоря стартера в данный момент, естественно, резко падает, а крутящий момент, передаваемый сцеплением в рассматриваемом режиме включения, достигает своего максимального значения, так как к моменту стартера добавляется момент, создаваемый инерционными массами системы пуска, который тем больше, чем меньше время включения сцепления.

Двухэтапный электростартерный пуск ДВС позволяет более эффективно использовать энергию аккумуляторной батареи: часть ее энергии превращается в кинетическую энергию вращающихся частей системы пуска еще до подачи вращения на коленчатый вал (запуском стартера без нагрузки). Для боль-

шого эффекта (например, при низких температурах окружающего воздуха) можно использовать дополнительный маховик, устанавливаемый для этой цели на валу якоря стартера.

Чтобы определить, какие конкретно преимущества дает предлагаемый вариант пуска, авторы разработали компьютерную модель и применили для ее анализа программу Matlab и ее приложение Simulink с удобным графическим выводом основных параметров переходного процесса [1].

Электростартер ДВС с возбуждением от постоянных магнитов описывается, как известно, системой уравнений, состоящий из четырех формул:

$$U - IR_{\text{вн}} = E + IR_{\text{я}} + L \frac{dI}{dt},$$

$$M_{\text{ст}} + J_{\text{сп}} \frac{\omega_{\text{ст}}}{dt} = M'_{\text{сдв}} + J'_{\text{дв}} \frac{d\omega_{\text{ст}}}{dt},$$

$$M_{\text{ст}} = C_m \Phi I \text{ и } E = C_e \Phi \omega_{\text{ст}}.$$

(Здесь U – напряжение на входной обмотке стартера; I – ток его якоря; $R_{\text{вн}}$ – активное сопротивление АКБ; $R_{\text{я}}$ – сопротивление якорной цепи; E – ЭДС якоря; L – индуктивность якорной цепи; $M_{\text{ст}}$ – электромагнитный крутящий момент стартера; $J_{\text{ст}}$ – момент инерции системы пуска; $\omega_{\text{ст}}$ – угловая скорость вращения якоря стартера; $M'_{\text{сдв}}$ – приведенный крутящий момент сопротивления вращению коленчатого вала ДВС; $J'_{\text{дв}}$ – приведенный момент вращающихся частей ДВС; C_m – коэффициент связи между током якоря стартера и его электромагнитным моментом; Φ – магнитный поток, создаваемый постоянными магнитами стартера; C_e – коэффициент связи между $\omega_{\text{ст}}$ и E стартера.)

Электрическое равновесие системы стартерного пуска выражается первым из перечисленных уравнений, где также учтено влияние на процесс внутреннего сопротивления $R_{\text{вн}}$ АКБ в зимнее время. Механическое равновесие в системе при двухэтапном пуске, после включения сцепления, описывается вторым уравнением.

Двухэтапный пуск позволяет полезно использовать динамический момент $J_{\text{сп}} \frac{d\omega_{\text{ст}}}{dt}$

системы пуска, который уже не является нагрузкой для стартера при вращении им коленчатого вала, а суммируется с моментом стартера и способствует успешному пуску ДВС. При традиционном же пуске этот момент нагружает стартер.

Входными воздействиями в любой системе пуска являются напряжение АКБ и момент $M_{\text{сдв}}$ сопротивления вращению коленчатого вала. Выходные переменные – электромагнитный момент $M_{\text{ст}}$ стартера и угловая скорость $\omega_{\text{ст}}$ вращения его якоря, а переменные состояния системы – ток I якоря и та же $\omega_{\text{ст}}$. Остальные величины,

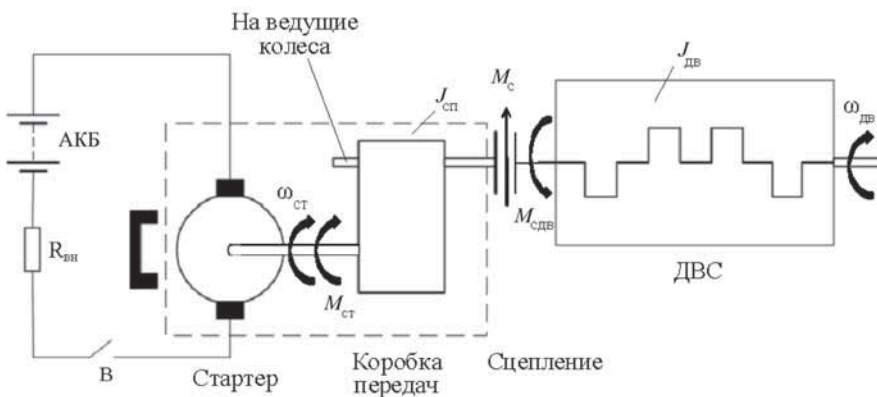


Рис. 1. Схема двухэтапного пуска ДВС

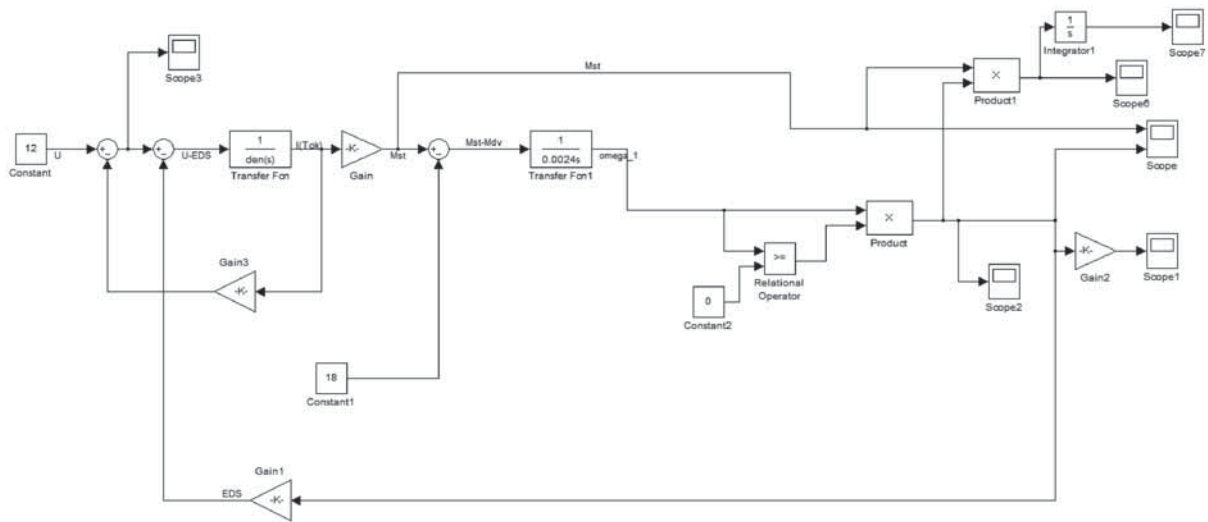


Рис. 2. Модель системы традиционного электростартерного пуска ДВС

входящие в систему, относятся к параметрам, численные значения которых задаются при создании модели в среде Matlab Simulink.

Модель системы традиционного электростартерного пуска ДВС показана на рис. 2. Аккумуляторная батарея на нем представлена блоком "Constant", электрическая цепь стартера, где учтены активное сопротивление и индуктивность якоря, – передаточной функцией "Transfer Fcn" (при подаче на вход этого звена напряжения на выходе получаем ток); внутреннее сопротивление аккумулятора учтено блоком "Gain3"; коэффициент связи между током и моментом стартера – блоком "Gain"; момент сопротивления вращению коленчатого вала ДВС – блоком "Constant1"; механическая часть стартера описывает

ся передаточной функцией "Transfer Fcn1" – связь между моментом и угловой скоростью стартера. В этом звене учитывается суммарный момент инерции стартера и ДВС, так как традиционный пуск осуществляется после зацепления шестерни привода стартера с венцом маховика ДВС. "Relational Operator" – блок сравнения, который не позволяет раскрутить якорь стартера в обратную сторону моментом $M_{сдв}$ сопротивления ДВС. Для этого дополнительно использованы блоки "Constant2" ("ноль") и "Product" ("произведение"). Последний рассчитывает мощность N_1 , развиваемую стартером, при традиционном пуске по моменту стартера и его угловой скорости и выдает результат в виде кривой на экране "Scope6". Элемент "Integrator1" позволяет по этой

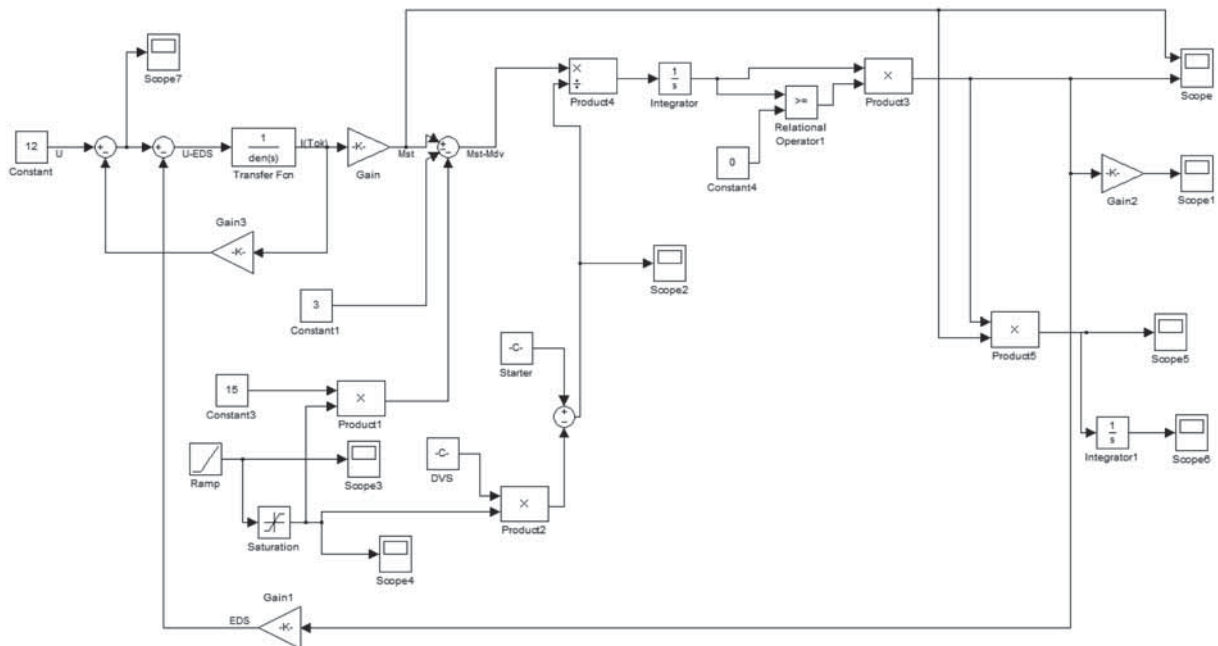


Рис. 3. Модель системы двухэтапного электростартерного пуска ДВС

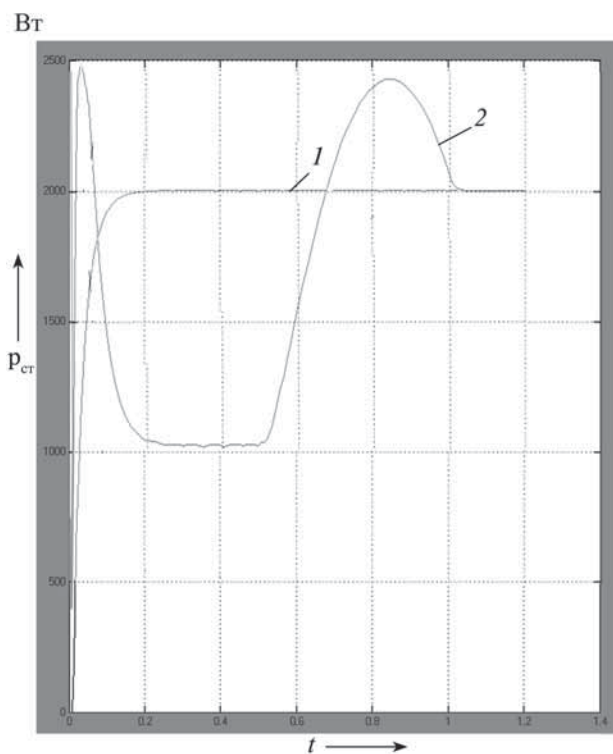


Рис. 4. Мощность, развиваемая стартером при традиционном (1) и двухэтапном (2) пусках ДВС

мощности определить энергию W_1 , потребляемую традиционным пуском и отображаемую на экране "Scope7".

В модели двухэтапной системы (рис. 3) электростартерного пуска ДВС моменты инерции системы пуска и ДВС представлены отдельно, блоками модели "Starter" и "DVS". После запуска стартера на его вал подключается нагрузка – коленчатый вал ДВС ("Constant3") с выдержкой времени блоком "Ramp", который также обеспечивает линейное нарастание момента в сцеплении. Блок "Saturation" ограничивает значение сигнала, поступающего от блока "Ramp". Совместно эти блоки моделируют включение и выключение сцепления.

Результаты моделирования для традиционного и двухэтапного электростартерного пуска представлены на рис. 4 и 5. На первом из них показаны кривые изменения мощности, развиваемой стартером. Даже визуальное их сравнение показывает, что площадь, огибаемая кривой 2 при двухэтапном пуске, значительно меньше площади, огибаемой кривой 1 при традиционном пуске, т.е. для двухэтапного пуска

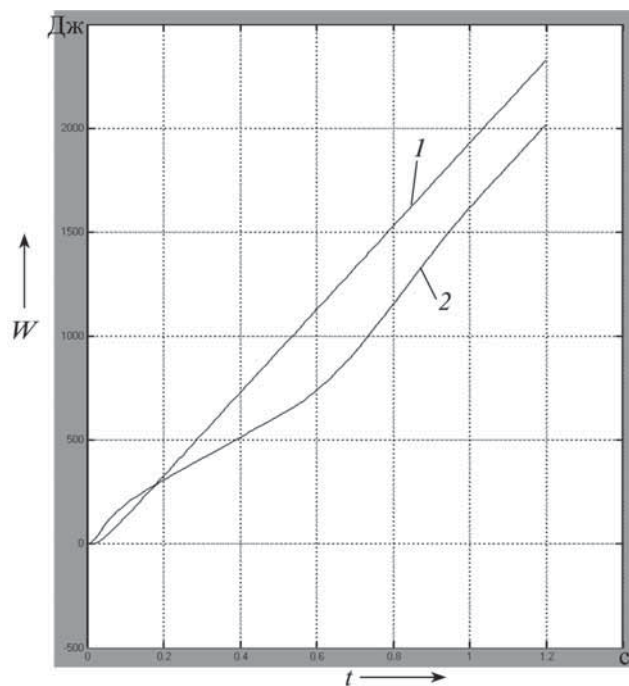


Рис. 5. Энергия, потребляемая стартером при традиционном (1) и двухэтапном (2) пусках ДВС

требуется меньшая средняя мощность стартера, а на втором – кривые потребления энергии W стартером за время $t_n = 1,2$ с при традиционном и двухэтапном пуске. Как видим, при традиционном пуске стартером потребляется энергия $W_1 = 3020$ Дж, а при двухэтапном $W_2 = 2253$ Дж, т.е. на 767 Дж, или 25,4 %, меньше. Средняя мощность $P_{сп}$, развиваемая стартером при традиционном пуске, равна $\frac{W_1}{t_n} = \frac{3020}{1,2} = 2516,69$ Вт, а при двухэтапном – $\frac{W_2}{t_n} = \frac{2253}{1,2} = 1877,5$ Вт. Разница между ними – 639,1 Вт, или 25,4 %. Причем этот выигрыш достигается без дополнительных затрат, только за счет применения нового способа пуска.

Литература

1. Черных И.В. Simulink: среда создания инженерных приложений. М.: ДАЛОГ-МИФИ, 2004. – 496 с.

ПРОЦЕССЫ ВЕНТИЛЯЦИИ САЛОНА АВТОБУСА

Д-р техн. наук Б.Я. БЕНДЕРСКИЙ, Р.А. ПЕТРОВ
Ижевский ГТУ имени М.Т. Калашникова (909. 061-01-67)

Рассматривается моделирование процесса вентиляции салона автобуса ПАЗ-3205. Приводятся результаты расчетов по структуре потока, влиянии на нее скорости движения автобуса и числа открытых окон.

Ключевые слова: вентиляция, моделирование, геометрическая модель, сеточная модель, структура потока, скорость, температура.

Benderskiy B.Ya., Petrov R.A.

PROCESSES OF VENTILATION IN BUS SALON

The modeling of interior ventilation PAZ-3205 is examined. The results of calculations of the structure of the flow, the impact on her of the bus speed and the number of open windows are considered.

Keywords: ventilation, simulation, geometry, mesh model, flow structure, velocity, temperature.

Расчет вентиляции салонов транспортных средств, в том числе автобусов, в настоящее время в основном базируется на результатах стендовых экспериментальных исследований и дорожных испытаний, однако эти методы позволяют определять лишь осредненные параметры воздушных потоков, т.е. не дают полного представления о структуре последних [1, 2]. Но улучшить сложившееся положение можно, если применить метод численного моделирования пространственных процессов вентиляции салонов. Рассмотрим это на примере салона автобуса ПАЗ-3205.

Приступая к исследованиям, авторы на основе двумерного чертежа автобуса в системе трехмерного моделирования "Компас-3D" разработали его твердотельную модель. При этом были приняты следующие упрощения: пассажиры в автобусе нет; сиденья выполнены схематично; поручни отсутствуют; нет большинства скруглений в геометрии деталей.

При решении задачи вентиляции салона задачи внешней и внутренней аэродинамики автобуса, очевидно, должны рассматриваться совместно. Однако в силу относительной сложности и значительной ресурсоемкости подобная постановка задачи в настоящий момент не осуществлялась.

При предварительном анализе задачи рассматривался вариант, при котором в люках задаются значения скорости и

температуры входящего воздуха, а обтекание автобуса воздухом не моделируется. Однако в данной модели, из-за исключения влияния внешней аэродинамики, поведение воздушного потока в салоне будет в значительной степени отличаться от реального.

На основании предварительного анализа выполнена упрощенная модель, в которой реализуется неполное обтекание автобуса.

Тем не менее и с ее помощью можно показать, что выбранный подход позволяет решить поставленную задачу. Чтобы убедиться в этом, рассмотрим физический процесс вентиляции салона.

Воздух, обтекающий корпус автобуса, попадает в салон через люки, расположенные на крыше, окна, дефлекторы приборной панели. При этом оценка порядка величин скоростей и числа Рейнольдса потока показывает, что движение можно рассматривать как турбулентное движение несжимаемой среды. На основании оценки в качестве математической модели выбрана модель вязкой несжимаемой жидкости.

Для расчета турбулентных пространственных потоков [3] используются уравнения Навье—Стокса, осредненные по Рейнольдсу, т.е. уравнения неразрывности (формула № 1 в табл. 1), сохранения импульса (формула № 2) и сохранения энергии (формула № 3), а для замыкания этой системы уравнений — стандартная модель турбулентности SST, состоящая из уравнений турбулентных кинетической энергии (формула № 4) и частоты ω (формула № 5). При этом турбулентная вязкость μ_t рассчитывается по формуле № 6, а компоненты тензора τ_{ij} напряжений — по формуле № 7.

Условия на входной и выходной границах расчетной области показаны на рис. 1. На входе задается нормальная составляющая U скорости и температура, равная 293 К (20 °С), т.е. рассматривается эксплуатация автобуса в теплое время года. На выходе перепад Δp давлений принимается равным нулю. Кроме того, считается, что на поверхностях автобуса выполняется условие "стенка с прилипанием", а на поверхностях, играющих роль границ окружающего воздуха (на рис. 1 более светлые), — "стенка со скольжением".

Считается, что температура в салоне автобуса всегда выше температуры окружающего воздуха, поскольку в рассматриваемом автобусе двигатель расположен внутри салона, и теплота, выделяющаяся при его работе, поступает в салон. Также нужно учесть тепловыделение пассажиров. В итоге начальную температуру в салоне авторы задавали равной 300 К (27 °С).

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0$	u_i — компонента скорости потока; x_i — координаты в декартовой системе
2	$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\rho \partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} \right)$	ρ — плотность жидкости (воздуха)
3	$\rho \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho \bar{u}_j \bar{T}' \right)$	T — температура (пассивный скаляр); $\bar{u}_j \bar{T}'$ — составляющие потока скаляра; $\bar{u}_j \bar{u}_j'$ — составляющие тензора напряжений Рейнольдса
4	$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right)$	τ_{ij} — компоненты тензора напряжений; $\beta = 0,09$ — модельная константа; k — турбулентная кинематическая энергия; $\sigma_k = 0,05$ — модельная константа; ω — турбулентная частота
5	$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \gamma \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$	$\gamma = 0,075 / \beta - \sigma_\omega k^2 / \beta$; $\sigma_\omega = 0,5$ — модельная константа; $\sigma_{\omega 2} = 0,856$ — модельная константа; μ_t — турбулентная вязкость; F_1 — весовая функция
6	$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega}$	—
7	$\tau_{ij} = -\rho \bar{u}_i \bar{u}_j' = \rho \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$	δ_{ij} — символ Кронекера

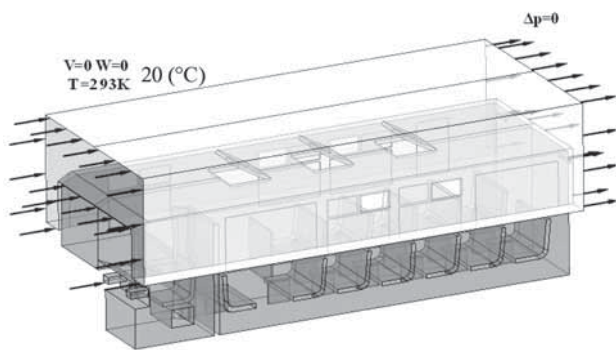


Рис. 1. Граничные условия на входе и выходе воздушного потока

При создании конечно-элементной модели салона автобуса общее число элементов принималось 1 005 129, из них 617 237 – представляли собой тетраэдры, 5 127 – пирамиды, 382 765 – призмы. Общее число узлов сетки составило 319 535. При этом минимальный размер ячейки был равен 18 мм, максимальный – 70 мм. На твердых стенках модели задан вязкий подслои из призматических элементов, содержащий шесть узлов.

Такой выбор вполне обоснован: предварительно проведенные исследования как на более измельченных, так и более грубых конечно-элементных сетках показали, что дальнейшее измельчение сеточной модели не вносит значительных коррективов в результаты, получаемые на сетке с параметрами, приведенными выше.

Параметрические исследования влияния скорости движения автобуса и числа открытых вентиляционных проемов на гидродинамические параметры в салоне выполнялись при трех (20, 40 и 60 км/ч, или 5,55; 11,1; 16,6 м/с) скоростях движения и для трех конфигураций вентиляционных проемов (окна закрыты, открыто два окна, открыты все пять окон), но во всех случаях – при открытых люках на крыше. В итоге установлено следующее.

Основная часть воздуха поступает в салон через первый люк. Это обусловлено структурой течения в области люков (рис. 2). Так, при обтекании крышки первого (1) люка образуется циркуляционная зона, препятствующая поступлению воздуха во второй люк. Над крышкой второго (2) люка циркуляционная область тоже есть, и она практически еще втрое замедляет набегающий поток, что в той же пропорции снижает количество воздуха, проходящего в салон через третий (3) люк.

Общая структура потока в салоне при различных скоростях движения автобуса идентична, хотя количественно его параметры отличаются.

Так, в случае движения при пяти открытых окнах на $v_a = 40$ км/ч воздух, проникающий в салон через люки, перемещается вдоль внутренней поверхности крыши до заднего стекла, постепенно замедляясь (в 3,5–4 раза) и растекается. При этом он частично покидает салон через вентиляционное отверстие на задней стенке, а большей частью движется вдоль

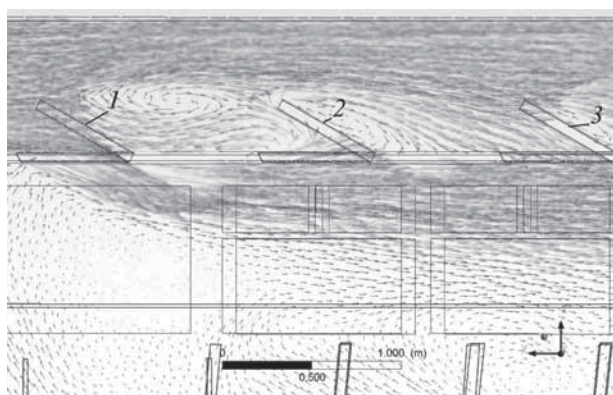


Рис. 2. Структура потока в области люков: 1, 2, 3 – номер люка

пола со скоростью 3–5 м/с, затем поднимается и выходит через окна. То есть окна работают как вытяжные отверстия, что обусловлено перепадом давления в салоне и снаружи: поток, поступающий в салон через люки, стремится через окна в более разреженную наружную область.

При движении с закрытыми окнами воздух проникает в салон только через первый люк, и некоторая его часть сразу же возвращается в атмосферу через второй и третий люки, а большая часть так же, как и в предыдущем случае, движется вдоль внутренней поверхности крыши до задней стенки. Далее он снова разделяется на две части, одна из которых выходит через вентиляционное отверстие, а вторая растекается вдоль пола со скоростью 2...4 м/с, поднимается и выходит наружу через второй и третий люки. При этом интересно отметить, что воздух поднимается к поверхности крыши гораздо сильнее, чем при движении с пятью открытыми окнами. Причина состоит в том, что давление в области второго и третьего люка при движении с закрытыми окнами оказывается ниже, чем давление внутри салона.

При движении с двумя открытыми окнами поведение потока примерно такое же, как и при движении с пятью открытыми окнами: он покидает салон через открытые окна и вентиляционное отверстие на задней стенке, а вытекания воздуха через люки не наблюдается.

Поступление воздуха к пассажирам, сидящим около перегородки входной двери, во всех случаях затруднено. Что вполне объяснимо: перегородка препятствует движению потока, заставляет его перемещаться в обратном направлении и покидать салон через вентиляционные проемы. Поэтому в данной области наблюдается локальная зона повышенной температуры.

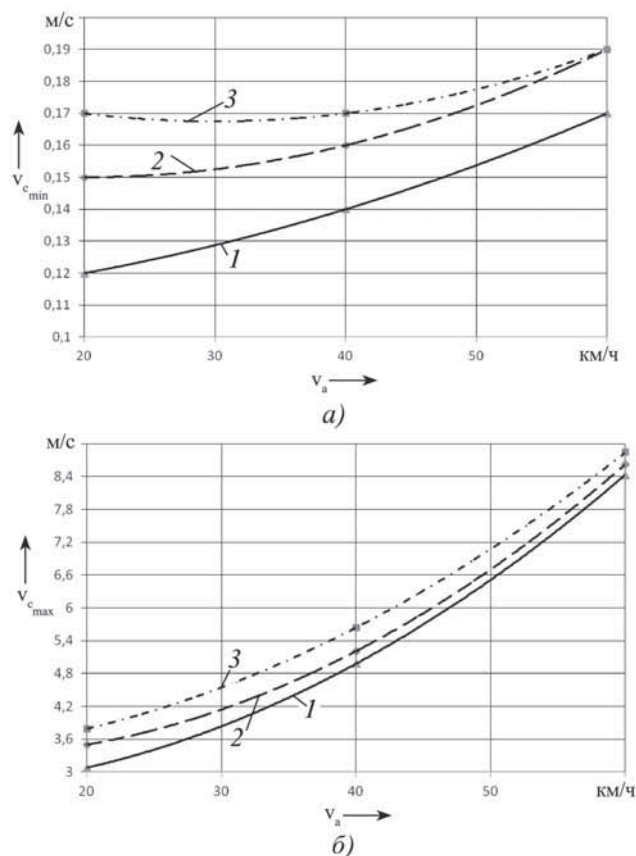


Рис. 3. Зависимости минимальной (а) и максимальной (б) скоростей воздуха в салоне автобуса на уровне головы пассажиров от скорости его движения и числа открытых окон:

1 – все окна закрыты; 2 – открыто два окна; 3 – открыты пять окон

Регламентируемый параметр	ГОСТ	Расчеты
Подвижность воздуха в зоне головы и пояса, м/с	0,5...1,5	0,114...9,17
Перепад между температурами в салоне и снаружи, °С	До 5	До 4,3
Допустимая температура в салоне в теплое время года, °С	18...25	20,2...24,3

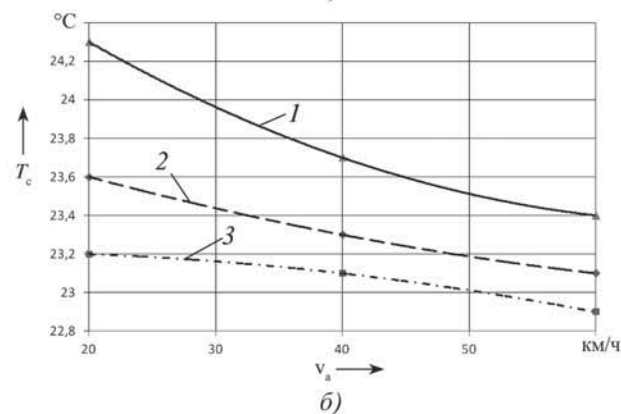
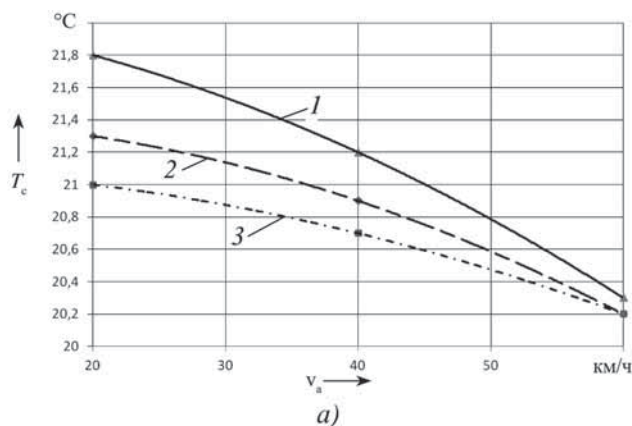


Рис. 4. Зависимости минимальной (а) и максимальной (б) температур воздуха в салоне автобуса от скорости его движения и числа открытых окон:

1 — все окна закрыты; 2 — открыто два окна; 3 — открыты пять окон

Наименьшая скорость воздушного потока во всех случаях наблюдается в передней части салона. Например, при движении с закрытыми окнами на скорости 20 км/ч она составляет 0,114 м/с. Наибольшие же скорости воздушного потока отмечены при движении с пятью открытыми окнами на скорости

60 км/ч. Так, при втекании воздушного потока она достигает 17,3 м/с, а в задней части салона — 8...9 м/с.

Зависимости скорости v_c движения и температуры t_c воздуха в салоне автобуса от скорости v_a его движения приведены соответственно на рис. 3 и 4. Из них видно, что скорость движения автобуса довольно сильно сказывается как на v_c , так и на t_c . Но действует она на них в противоположном направлении. Воздействие геометрического параметра, числа открытых окон тоже разнонаправленно.

Проведено сравнение результатов, полученных расчетом, в соответствии с требованиями нормативных документов ГОСТ Р 50993–96 и ГОСТ 121005–88. Как видно из табл. 2, требования, касающиеся температуры в салоне автобуса ПАЗ-3205, выполнены. Требования же по скоростным показателям не выполняются: в передней части салона отмечается недостаточная подвижность воздуха, в задней части, наоборот, значительное превышение нормативных скоростей воздушного потока. Чтобы устранить эти недостатки, целесообразно около входной двери вместо цельной перегородки — пластины установить перила, а для обеспечения равномерного движения воздуха по салону с требуемыми стандартами скоростями применить комбинированную или принудительную систему вентиляции.

Литература

1. Гухо В.Г. Аэродинамика автомобиля. М.: Машиностроение, 1987. — 422 с.
2. Михайловский Е.В. Аэродинамика автомобиля. М.: Машиностроение, 1973. — 224 с.
3. Юн А.А. Теория и практика моделирования турбулентных течений. Монография. М.: Либроком, 2009. — 272 с.
4. ГОСТ Р 121005–88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
5. ГОСТ Р 50993–96. Автотранспортные средства. Системы отопления, вентиляции и кондиционирования. Требования к эффективности и безопасности.

УДК 629.648

АДАПТИВНАЯ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКАЯ ОПОРА СИЛОВОГО АГРЕГАТА АТС

Д-р техн. наук Х.А. ФАСХИЕВ,
канд. техн. наук Д.Л. КАРЕЛИН
Уфимский ГАТУ (347. 273-09-44)

Предлагается конструкция адаптивной гидропневматической опоры силового агрегата, которая позволяет снизить вибрацию и шум автомобиля.

Ключевые слова: вибрация, шум, гидропневматическая опора, силовой агрегат, мембрана, давление, колебание.

Faskhiev Kh.A., Karelin D.L.

ADAPTIVE HYDROPNEUMATIC SUPPORT OF THE POWER UNITS OF THE CAR

The design of an adaptive hydropneumatic support of the power units which allows to reduce vibration and car noise is offered.

Keywords: vibration, noise, hydropneumatic support, power unit, membrane, pressure, fluctuation.

Конкурентоспособный автомобиль может быть создан только при наличии оптимальных решений на каждом этапе его жизненного цикла. Но особое место занимает этап его раз-

работки: именно на этом этапе закладываются те основы его экономичности и качества, при обеспечении которых производитель может рассчитывать на коммерческий успех. Однако технология проектных работ, к сожалению, на российских автозаводах в настоящее время еще далека от совершенства: в недостаточном объеме проводятся стратегические маркетинговые исследования, на предпроектном этапе не выполняется детальный анализ требований потребителей. Кроме того, в технические задания включаются такие параметры, которые не всегда рациональны с точки зрения потребителя, да и они не всегда оптимизируются, недостаточно учитываются результаты научно-технического прогресса. Все это негативно отражается на уровне конкурентоспособности нашей новой автомобильной техники. И положение со временем только усугубляется.

Дело в том, что развитие отечественной техники направлено на повышение мощности и быстроходности ее силовых агрегатов, а в результате усиливаются вибрационная и шумовая нагрузки на нее. Причем проблема эта особо значима для большегрузных автомобилей и автобусов: их дизели по уровням вибрации и шума из-за большой величины возмущающей от газовых сил и нерегулярности ее действия, а также неуравновешенности сил инерции поступательно-движущихся и вращающихся масс всегда превосходили аналоги, работающие на бензине. А теперь — тем более.

Вибрация и шум в кабине автомобиля или салоне автобуса снижают его комфортабельность, раздражают и утомляют водителей и пассажиров, негативно сказываются на их здоровье, следовательно, создают угрозу безопасности движения. Именно поэтому международные нормы к уровням вибраций и шумности АТС становятся все жестче, обязывают производителей совершенствовать и методы снижения этих негативных явлений.

Поскольку основным источником вибрации и шума является силовой агрегат, то главные работы ведутся именно по нему. К их числу относится уравнивание, прежде всего, подвижных элементов и узлов, входящих в конструкцию силового агрегата, а в последние годы – и улучшение динамической характеристики подвески силового агрегата главным образом за счет расширения диапазона частот, которые могут эффективно демпфировать эти опоры, т.е. опоры, обладающие диссипативными свойствами.

Традиционный их вариант – резиновый параллелепипед и реже – витая пружина в резине. Однако они удовлетворяют требованиям к гасителям вибраций и шума уже не могут, поскольку не способны полностью рассеивать механическую энергию, поступающую от силового агрегата, во всем частотном спектре. Поэтому и появились подвески на основе гидравлических и особенно эффективных гидропневматических опор. Правда, последние еще не получили массового применения, так как их сложно рассчитывать, проектировать и изготавливать, потому что в основе принципа их работы лежат сложные физические и реологические процессы. А если еще учесть, что число моделей и модификаций грузовых автомобилей и автобусов разных классов огромно, то проектирование таких опор становится очень трудоемкой и дорогой задачей.

Однако решать ее приходится. Поэтому информация, предлагаемая авторами статьи, лишней не будет.

Один из основных способов снижения интенсивности колебаний дизеля и уменьшения нагрузок, передаваемых им на шасси автомобиля или автобуса, – правильный выбор параметров подвески (амортизации) силового агрегата. Дело в том, что проблему вибраций и шума можно, в принципе, решать несколькими способами. И один из них – конструирование новых опор. Но он требует достаточно точного расчета параметров колебаний и усилий, передаваемых от дизеля шасси АТС и обратно. Но, как сказано выше, моделей и модификаций дизелей для грузовых автомобилей и автобусов разных классов очень много, и для каждой нужны свои опоры. Другими словами, новая опора не должна быть универсальной, т.е. для каждой разновидности АТС расчеты нужно выполнять заново, что дорого и сложно.

Второй способ заключается в подборе виброизоляторов из числа выпускаемых – так, чтобы их характеристики ближе всего соответствовали желаемым. С точки зрения затрат на проектирование и разработку рабочих чертежей этот способ менее трудоемкий, но, как правило, не позволяет подобрать оптимальный вариант опор. В связи с этим такая подвеска не дает возможности получить рациональные параметры демпфирования колебаний. Следовательно, в итоге в кабине (салоне) АТС неизбежны повышенные шум и вибрации.

Есть и третий способ. Его авторы и считают наиболее приемлемым с точки зрения трудозатрат. Это разработка такой конструкции опоры силового агрегата, которая может изменять и сохранять на оптимальном уровне свою статическую и динамическую жесткости независимо от типа дизеля и режима его работы. Иначе говоря, разработка регулируемой опоры.

Но прежде необходимо ответить на вопрос: какую подвеску (опору) можно считать оптимальной?

В принципе, ответить на него просто: ту, которая адекватно выполняет свои функции в любом частотном спектре колебаний дизеля и не изменяет свои динамические характеристики в результате износа и старения элементов конструкции. И такую подвеску можно получить, заменив в традиционной подвеске несущий резиновый элемент сжатым воздухом. Это как минимум не только не ухудшит эффекта демпфирования, но даже несколько его улучшит. То есть такая замена расширяет возможности выбора подвески из числа выпускаемых. Бо-

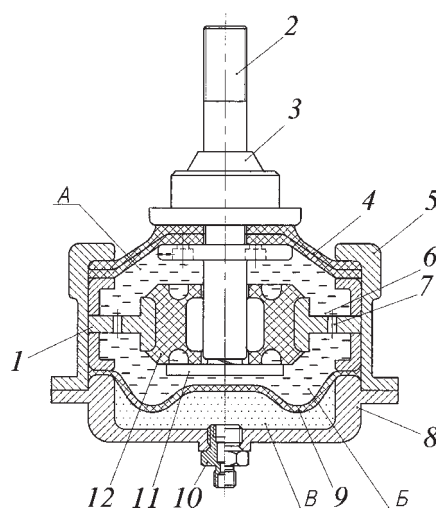


Рис. 1. Адаптивная гидропневматическая опора силового агрегата:

1 – переборка; 2 – фланец штока; 3 – бобышка; 4 – диафрагма; 5 – корпус; 6 – обратный клапан; 7 – дросселирующее отверстие; 8 – крышка; 9 – мембрана; 10 – клапан; 11 – болт; 12 – буфер

лее того, в какой-то мере ее даже можно адаптировать к конкретным дизелям, изменяя давление в газовой камере опоры.

Еще выгоднее с этой точки зрения опоры гидравлические: они обеспечивают уровни демпфирования, в 3–5 раз большие, чем те, которые достижимы на практике с помощью чистых эластомеров. Причем без ухудшения характеристик в области высоких частот, а в некоторых случаях их жесткость, при необходимости, можно сделать даже меньшей, чем у резинометаллических опор с самыми малыми углами потерь.

Однако наилучший вариант опоры, как следует из сказанного выше, – адаптивная гидропневматическая опора: она объединяет достоинства, компенсирует недостатки пневматических и гидравлических опор и способна адаптироваться к любым силовым агрегатам, в том числе имеющим различную массу. Поэтому ее созданием и занялись специалисты Уфимского ГАТУ.

Итог их работы – гидропневматическая опора (пат. № 2290548, РФ), состоящая (рис. 1) из корпуса 5, в верхней части которого имеется круговой паз, где крепится диафрагма 4, плотно прижимаемая переборкой 1 и мембраной 9 к крышке 8 болтами. Центральная часть диафрагмы крепится к фланцу 2 штока поджатием к бобышке 3.

Между мембраной 9 и крышкой 8 образуется газовая полость В (рабочая камера). Крышка имеет резьбовое отверстие, в которое завинчивается клапан 10, служащий для регулирования давления сжатого воздуха в этой камере: с его помощью опора настраивается под внешнюю нагрузку изменением давления в полости В. Рабочие камеры А и Б заполнены жидкостью, вязкость которой мало зависит от температуры.

Болт 10 ограничивает движение штока 2 вверх, предохраняя диафрагму 4 от разрыва. Переборка 1 снабжена резиновым буфером 12 с полукруглым углублением, плавно ограничивающим перемещение штока 2, и дросселирующими отверстиями 7 с обратными клапанами 6, которые регулируют расход жидкости в зависимости от перепада давлений между камерами А и Б.

Адаптивная гидропневматическая опора работает следующим образом.

Пневматическая камера В через клапан давления заполняется сжатым воздухом. При этом мембрана растягивается, и в камерах А и Б, заполненных жидкостью, повышается давление, благодаря чему диафрагма создает поддерживающую силу F , которая передается на бобышку и шток. Эта сила уравнивается силой тяжести $G = mg$ амортизируемого объекта (силового агрегата).

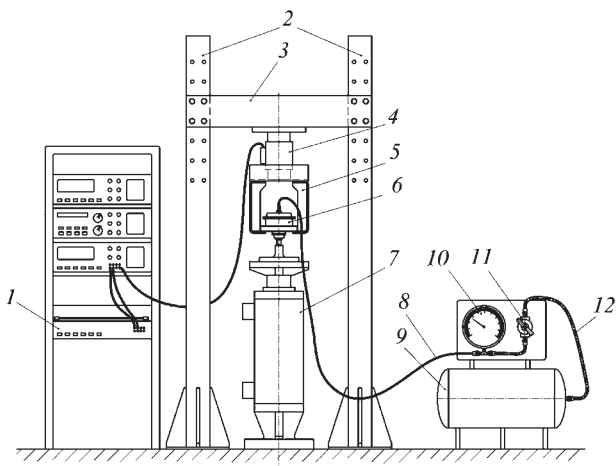


Рис. 2. Схема экспериментальной установки для определения демпфирующих характеристик адаптивной опоры:

1 – пульт управления; 2 – стойки; 3 – траверса; 4 – датчик силы; 5 – кронштейн; 6 – гидропневматическая опора; 7 – гидродоцилиндр; 8, 12 – трубопровод; 9 – бак; 10 – манометр; 11 – редукционный клапан

При колебаниях силового агрегата сила F меняется, изменяя давления внутри опоры: при возрастании давления в опоре воздух в камере В начинает сжиматься, и жидкость из камеры А через дросселирующие отверстия в переборке перетекает в камеру В. При этом шток перемещается вниз. Давление в опоре повышается до тех пор, пока не уравновесит усилие на бобышку, создаваемое силовым агрегатом. При уменьшении же усилия на штоке давление в опоре снижается, сжатый воздух в камере В начинает расширяться, и жидкость через дросселирующие отверстия в переборке перетекает из камеры В в камеру А. В результате шток перемещается вверх.

При перетекании жидкости через дросселирующие отверстия 7 и обратные клапаны 6 ее энергия давления переходит в тепловую энергию.

Болт 11 предохраняет диафрагму от разрыва при больших перемещениях силового агрегата. Кроме того, при больших нагрузках на режимах отбоя к работе подключается резиновый буфер 12 в переборке, образующий совместно с фланцем што-

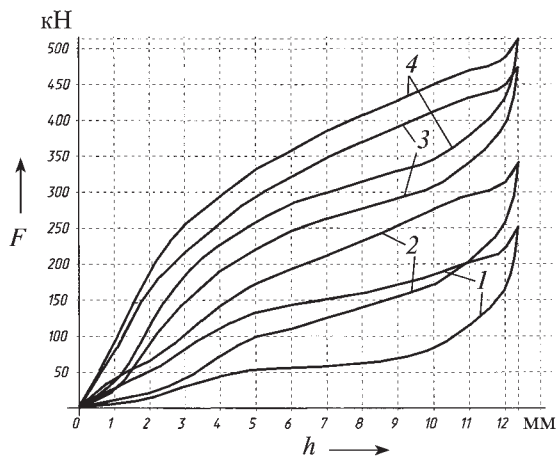


Рис. 3. Характеристики статической жесткости адаптивной опоры при различной нагрузке на шток и соответствующего ей давления воздуха в газовой камере:

1 – при 0,2 МПа; 2 – при 0,3 МПа; 3 – при 0,4 МПа; 4 – при 0,5 МПа

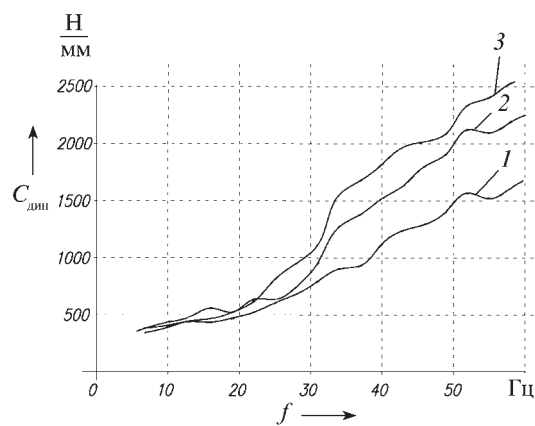


Рис. 4. Динамическая характеристика адаптивной опоры при давлении в газовой камере:

1 – при 0,2 МПа; 2 – при 0,3 МПа; 3 – при 0,4 МПа

ка замкнутую полость с жидкостью, которая при деформации буфера под большим давлением перетекает через отверстия во фланце и шляпке болта. Это дополнительно обеспечивает потери энергии удара и позволяет плавно ограничивать перемещения штока.

Клапан 10 поддерживает определенное давление в камере В, что позволяет, подбирая усилие его открытия, регулировать жесткость опоры и адаптировать ее к массе и режимам работы амортизируемого объекта (дизеля).

Эта гидравлическая опора отличается от других опор-аналогов наличием клапана поддержки постоянного давления, перегородки с резиновым буфером и пазами в нем, что обеспечивает плавное и ограниченное перемещение штока, а также наличием армированной диафрагмы. Эти отличия и позволяют адаптировать подвеску к силовым агрегатам различной массы.

Экспериментальная оценка демпфирующих характеристик разработанной адаптивной гидропневматической опоры проводилась на вибростенде с максимальным усилием 50 кН и частотой до 90 Гц (рис. 2). При этом использовались двухкоординатный самописец PDA-1, датчик усилия РСК-100, магнитограф RTP-670А, манометр на давление на 1,6 МПа, регулировочный клапан 122-12КХЛ4.

Просматривая графики (рис. 3) статической жесткости, полученные при испытаниях опоры, в камере которой создавалось давлений сжатого воздуха разного уровня, легко заметить, что все петли, отражающие гистерезисные потери энергии на участке рабочего хода штока опоры, имеют, независимо от давления воздуха и усилия на штоке, одинаковую форму и площадь. Это означает: площадь петли гистерезиса зависит только от числа дросселирующих отверстий и их геометрических параметров, а также от энергопоглощающих свойств диафрагмы (ее конструкции). Сама же статическая жесткость зависит от первоначально установленного давления сжатого воздуха в газовой камере опоры.

По результатам стендовых испытаний были построены зависимости динамической жесткости адаптивной опоры (рис. 4). Из рисунка видно, что при изменении давления сжатого воздуха в газовой камере опоры изменяется и кривая динамической жесткости опоры: при повышении давления она тоже возрастает, а при уменьшении – уменьшается.

Таким образом, конструкция новой опоры позволяет за счет настройки пружины обратного клапана изменять ее жесткостную характеристику. Значит, применять ее для эффективного демпфирования колебаний силовых агрегатов различных массы и конструктивного исполнения.

Рассмотренная гидропневматическая опора на грузовых автомобилях и автобусах, безусловно, будет снижать вибрации и шумность их силовых агрегатов и тем самым – улучшать потребительские свойства этих транспортных средств.

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЯ С АСИНХРОННЫМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО-ПАРАЛЛЕЛЬНОГО ПРИВОДА ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

А.Н. СЕРГИЕНКО, кандидаты техн. наук Н.Г. МЕДВЕДЕВ и Б.Г. ЛЮБАРСКИЙ
Харьковский политехнический институт (0.57. 707-64-64)

Выполнено исследование динамики гибридного автомобиля с помощью имитационного моделирования автомобиля и его составляющих в среде Matlab / Simulink.

Ключевые слова: автомобиль, гибридный привод, асинхронный электродвигатель, моделирование, динамика, характеристики.

Sergienko A.N., Medvedev N.G., Ljubarskiy B.G.

ASYNCHRONOUS ELECTRIC VEHICLE ENGINE SIMULATION TECHNIQUE WITH SEQUENTIAL – MULTIPLE DRIVE OF POWER HYBRID UNIT

Performed hybrid vehicle dynamics research of vehicle and its different components by simulation technique in Matlab / Simulink software environment.

Keywords: vehicle hybrid drive, asynchronous electric motor, simulation, dynamics, performance.

На сегодняшний день, когда рабочие процессы в ДВС уже доведены до возможного совершенства, снизить расход топлива и выбросы токсичных веществ возможно главным образом за счет оптимизации режимов его работы, а значит, использования его в составе комбинированной силовой установки. Разработка такой установки включает: определение исходных параметров, динамики привода и автомобиля, выбор типа, параметров составляющих элементов конструкции. В качестве тягового электродвигателя рассматриваются в основном четыре варианта: двигатель постоянного тока, асинхронный двигатель, синхронный двигатель с постоянными магнитами и синхронный реактивный двигатель. Выполнить теоретическое сравнение вариантов конструкций, выбрать рациональный вариант на этапе создания автомобиля и прогнозировать результаты с достаточно высокой точностью позволяет имитационное моделирование.

Анализ зарубежного рынка автомобилей показал, что в последние годы наблюдается значительный рост числа гибридных моделей. Использование гибридного привода позволяет повысить топливную экономичность на 30...50 %, снизить уровень шума, существенно (на 40 % и более) повысить экологическую безопасность транспортных средств за счет применения в условиях города преимущественно электрического привода. Ряд научных работ [1–8] посвящен автомобилям с последовательно-параллельным электроприводом. Исследования проводились с применением универсальных программных пакетов. Подробно исследо-

ван авторами работы [9] тяговый электропривод гибридного автомобиля с вентильным двигателем. В то же время электропривод на базе асинхронного электродвигателя (АД) пока не был достаточно изучен. Авторами была поставлена задача восполнить этот пробел и определить динамические характеристики гибридного автомобиля с асинхронным тяговым электродвигателем.

В качестве метода исследования было избрано имитационное моделирование на базе программной среды Matlab/Simulink рабочих процессов автомобиля с комбинированной силовой установкой смешанного типа, позволяющей повысить эффективность использования его ДВС. Рассмотрена работа двигателя, электропривода, батареи аккумуляторов, суммирующего устройства, а также взаимодействие колеса с опорной поверхностью. Комплексная модель включает несколько подсистем: систему регулирования потребления энергии, ДВС, электрический привод и механическую модель автомо-

биля. Модель упругой шины позволяет рассматривать переходный и установившийся режимы, а также учитывать буксование колес.

Исследования проводились на примере легкового автомобиля колесной формулы 4×2, массой 1325 кг, коэффициентом $C_x = 0,26$, площадью поперечного сечения $2,57 \text{ м}^2$, мощностью ДВС и электросилового устройства 57 кВт и 22,3 кВт соответственно.

Рассмотрено движение автомобиля в режиме использования только электропривода, состоящего из четырех основных блоков: трехфазного инвертора, асинхронного электродвигателя, регулятора частоты вращения электродвигателя и пространственно-векторной модуляции (рис. 1). В приводе предусмотрены следующие обратные связи: по току статора, предназначенная для определения вектора напряжения статора, который формируется пространственно-векторной широтно-импульсной модуляцией, и по частоте вращения, необходимая для формирования амплитуды и частоты вращения вектора напряжения статора, а также для создания привода с заранее заданной частотой вращения.

При моделировании электродвигателя приняты следующие допущения: все стальные элементы имеют линейные характеристики намагничивания, т.е. насыщение стали отсутствует; обмотки создают радиальное синусоидальное распределение индукции в зазоре; потери в стали отсутствуют (нет потерь на перемагничивание и вихревые токи); сопротивления и индуктивности не зависят от температуры и частоты вращения. Все электрические переменные и параметры электродвигателя приведены к статору. Исходные уравнения электрической части асинхронного двигателя записаны для двухфазной (dq -оси) системы координат. На рис. 2

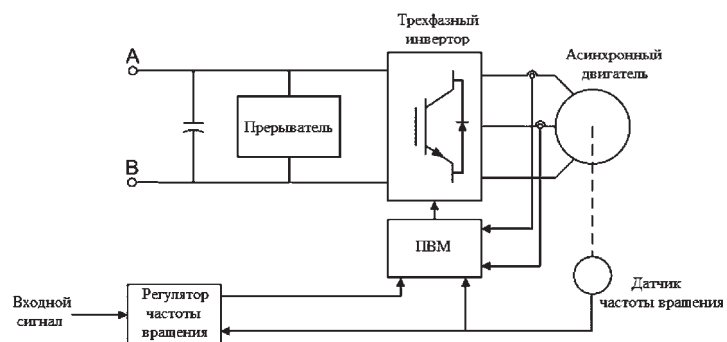


Рис. 1. Структурная схема электропривода с асинхронным электродвигателем

Рис. 2. Схема замещения асинхронного двигателя по оси q

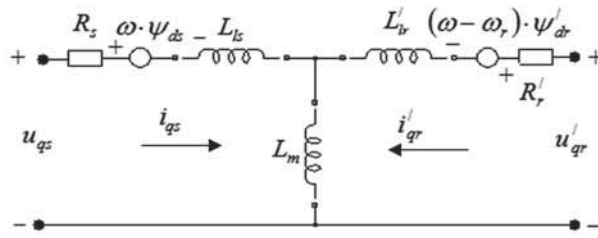
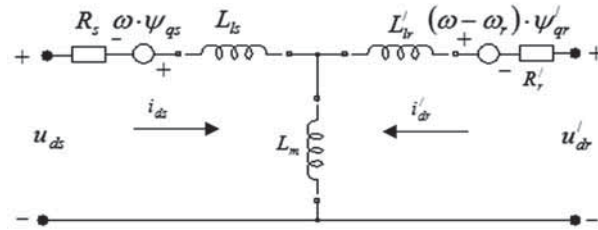


Рис. 3. Схема замещения асинхронного двигателя по оси d



и 3 приведены схемы замещения электродвигателя.

Рабочие процессы электрической части асинхронного электродвигателя описываются формулами № 1–5 (табл. 1). Уравнение вращательного движения ротора электродвигателя – формулой № 6. Принятые параметры АД представлены в табл. 2, а модель электропривода с ним – на рис. 4.

На рис. 5 показано изменение электромагнитного момента и частоты вращения ротора, тока статора и емкости аккумуляторной батареи на заданном промежутке времени. Характер изменения этих величин определяется исходными данными, параметрами системы и схемой управления, законом воздействия на орган управления. С ростом скорости вращения ротора АД наблюдает-

ся уменьшение момента. Колебательный характер электромагнитного момента в начальный период связан с аналогичным изменением тока в статоре. Далее частота тока возрастает и наблюдается плавное уменьшение электромагнитного момента. И соответственно происходит нарастание частоты вращения ротора. Ввиду большой величины приведенного момента инерции колебания скорости вращения ротора практически отсутствуют. При низкочастотных колебаниях момента двигателя наблюдается уменьшение частоты вращения ротора.

Важное значение имеет оценка изменения емкости накопителя энергии (аккумуляторной никель-металл-гидридной батареи – 200 В, 6,5 А·ч), определяющей возможный пробег авто-

Таблица 2

Параметр	Значение
Тип электродвигателя	Асинхронный
Активное сопротивление статора, Ом	0,435
Индуктивность статора по продольной и поперечной осям, Гн	0,002
Номинальная частота тока, Гц	60
Число пар полюсов	2
Мощность, кВт	22,3
Линейное напряжение, В	500

мобиля на электротяге. Процесс изменения тока в АД и емкости батареи от заданного значения (42 % максимальной емкости) представлен на рис. 6. Темп снижения емкости зависит от величины и частоты тока, поступающего к электродвигателю. Падение емкости за 16 с составило около 2,5 %, причем основное падение наблюдается за первые 8 с. Это соответствует периоду разгона автомобиля до скорости 26 км/ч (см. рис. 6). Интенсивный рост скорости автомобиля наблюдается именно в этот период. Изменение же пути разгона при выбранных параметрах автомобиля и управляющего воздействия носит практически линейный характер.

На рис. 7 показаны скоростные характеристики автомобиля. Из него видно, что ускорение с ростом скорости уменьшается в соответствии с падением момента электродвигателя. Графики изменения угловой скорости и тяговых

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$u_{qs} = R_s i_{qs} + \frac{d}{dt} \psi_{qs} + \omega \psi_{ds}$	$\psi_{qs} = L_s i_{qs} + L_m i'_{qr}$, $\psi_{ds} = L_s i_{ds} + L_m i'_{dr}$, $\psi'_{qr} = L'_r i'_{qr} + L_m i_{qs}$, $\psi'_{dr} = L'_r i'_{dr} + L_m i_{ds}$, $L_s = L_{ls} + L_m$, $L'_r = L'_{lr} + L_m$; R_s, L_{ls} – активное сопротивление и индуктивность рассеяния статора; R'_r, L'_{lr} – активное сопротивление и индуктивность рассеяния ротора; L_m – индуктивность цепи намагничивания; L_s, L'_r – полные индуктивности статора и ротора; ω – частота вращения поля статора; ω_r – частота вращения поля ротора; u_{qs}, i_{qs} – напряжение и ток статора по оси q ; u'_{qr}, i'_{qr} – напряжение и ток ротора по оси q ; u_{ds}, i_{ds} – напряжение и ток статора по оси d ; u'_{dr}, i'_{dr} – напряжение и ток ротора по оси d ; ψ_{ds}, ψ_{qs} – потокосцепления статора по оси d и q ; ψ'_{dr}, ψ'_{qr} – потокосцепления статора по оси d и q ; M_e – электромагнитный момент
2	$u_{ds} = R_s i_{ds} + \frac{d}{dt} \psi_{ds} + \omega \psi_{qs}$	
3	$u'_{qr} = R'_r i'_{qr} + \frac{d}{dt} \psi'_{qr} + (\omega - \omega_r) \psi'_{dr}$	
4	$u'_{dr} = R'_r i'_{dr} + \frac{d}{dt} \psi'_{dr} - (\omega - \omega_r) \psi'_{qr}$	
5	$M_e = 1,5(\psi_{ds} i_{qs} - \psi_{qs} i_{ds})$	
6	$\frac{d^2 \theta}{dt^2} = \frac{1}{2J} \left(M_e - M_m - \frac{k_F d \theta_2}{dt} \right)$	θ – угол поворота ротора; J – приведенный к ротору электродвигателя момент инерции условной маховой массы, имитирующей инерционные свойства автомобиля и привода; k_F – коэффициент демпфирования, учитывающий механические потери; M_m – момент сопротивления на роторе

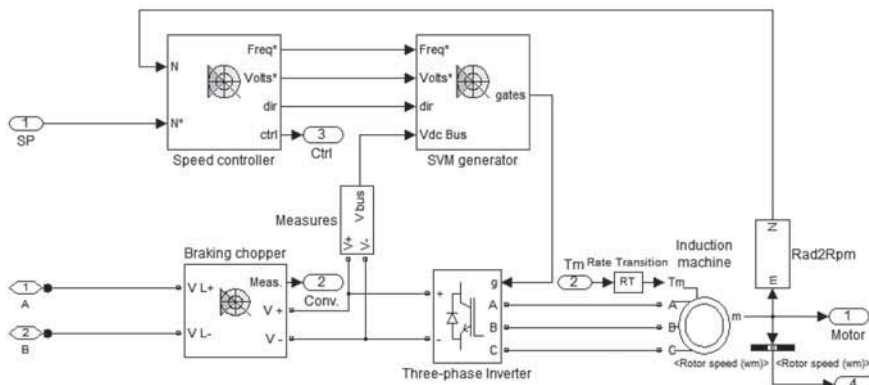


Рис. 4. Simulink-модель электропривода с АД

усилий ведущих колес (рис. 8) подтверждают, что угловая скорость изменяется аналогично скорости автомобиля, что говорит о практическом отсутствии пробуксовки колес. При этом наблюдаются высокочастотные колебания малой амплитуды. Величина силы тяги колес изменяется от

2 кН до минимального значения. В конце рассматриваемого периода имеет место колебательный процесс изменения силы тяги с переменной частотой, связанный, вероятно, с близостью динамического фактора и коэффициента сопротивления движения.

При трогании автомобиля происходит резкое перераспределение вертикальных нагрузок между мостами (рис. 9) с последующим плавным выравниванием.

Таким образом, исследования показали: имитационное моделирование гибридного автомобиля с асинхронным электродвигателем с помощью принятого пакета Matlab/Simulink позволяет на этапе проектирования оценивать изменения электрических и динамических показателей автомобиля с комбинированной силовой установкой. При использовании асинхронного электродвигателя в режиме разгона автомобиля наблюдается высокочастотный затухающий колебательный процесс изменения тока статора электродвигателя.

Оценка динамики автомобиля на предельных режимах разряда аккумуляторной батареи (42 %) при мощности АД 22,3 кВт показывает, что разгон автомобиля до скорости 25 км/ч возможно осуществить за 7 с.

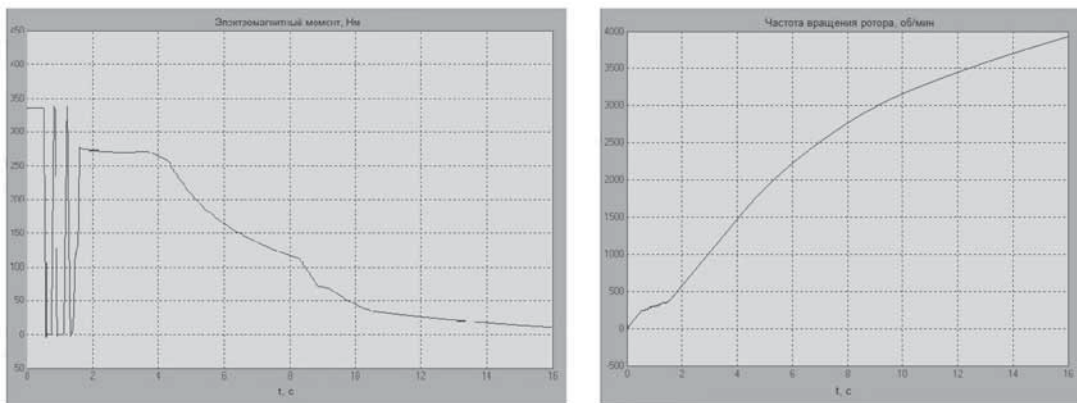


Рис. 5. Изменение выходных параметров АД при разгоне

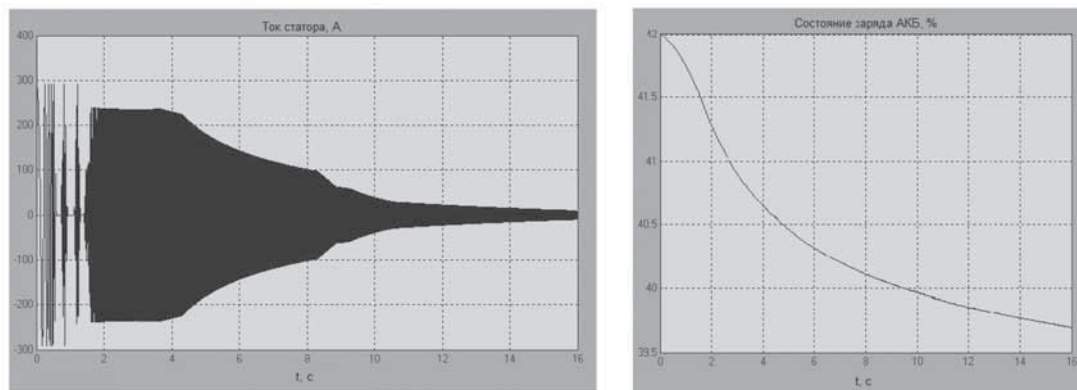


Рис. 6. Изменение тока в АД и процесс разряда АКБ при разгоне

Рис. 7. Скоростные характеристики автомобиля с АД

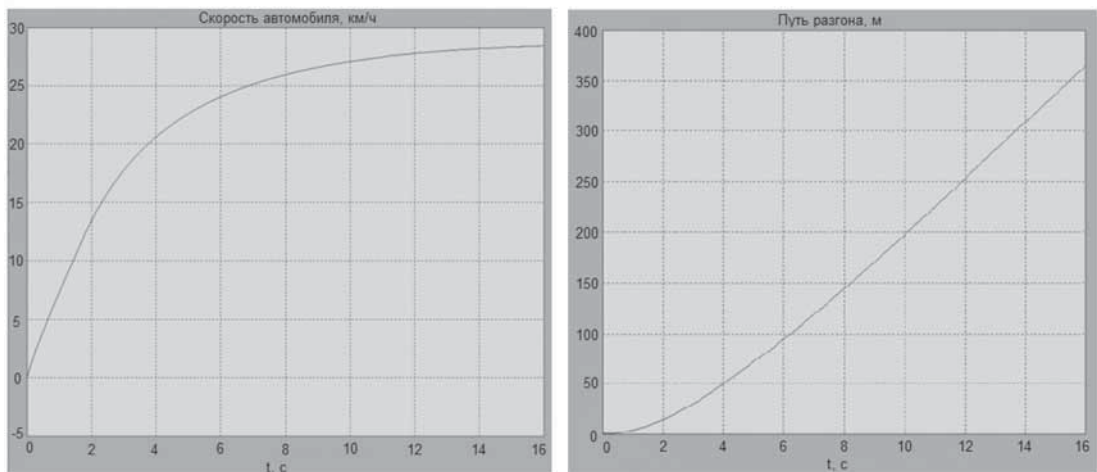


Рис. 8. Угловые скорости вращения ведущих колес и их тяговое усилие при разгоне

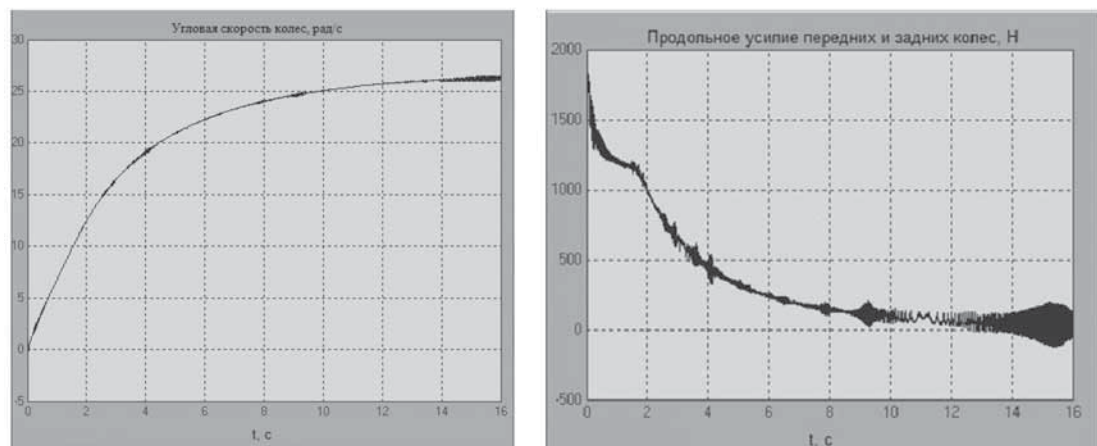
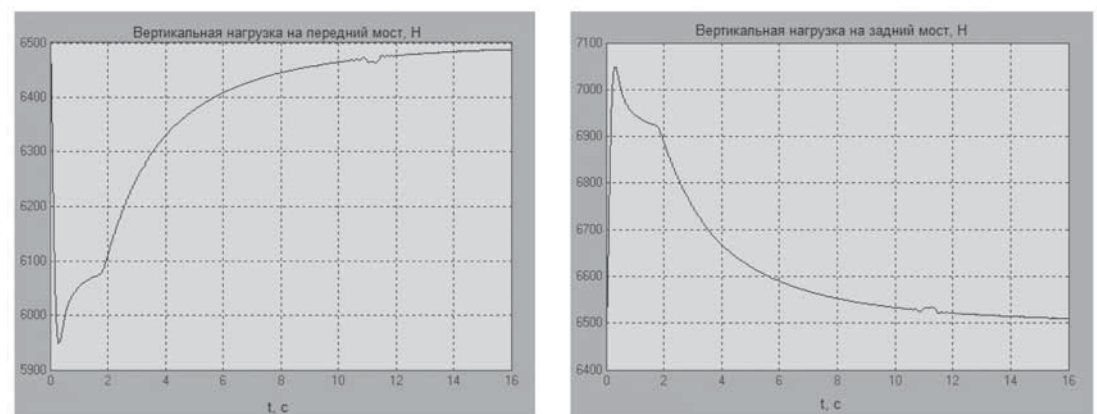


Рис. 9. Вертикальные нагрузки на мосты автомобиля при разгоне



Литература

1. Picot N.M. A strategy to blend series and parallel modes of operation in a series-parallel 2-by-2 hybrid diesel/electric vehicle. The University of Akron, 2007.
2. Ayers C.W., Hsu J.S., Marlino L.D., Miller C.W. Evaluation of 2004 Toyota Prius hybrid electric drive system interim report. Oak Ridge National Laboratory, 2004.
3. Grunditz E., Jansson E. Modelling and simulation of a hybrid electric vehicle for shell eco-marathon and an electric go-kart. Department of energy and environment. Chalmers University of technology, 2009.
4. Zhan W., Hasan M., Zoghi B. Requirement development for electrical vehicles using simulation tools. Proceedings of the world Congress on engineering and computer science, 2009.
5. Черных И.В. Моделирование электротехнических устройств в Matlab, SimPowerSystems и Simulink. – М.: ДМКПресс, 2008. – 288 с.
6. Официальный сайт <http://www.math-works.com>.
7. Zhang X. Vehicle Power Management: Modeling, Control and Optimization (Power Systems), Springer, 2011. 360 p.
8. Pérez L., Bossio G., Moitre D. Optimization of power management in an hybrid electric vehicle using dynamic programming. Math Comput Simulat. – 2006. – № 73. – p. 244–254.
9. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика / Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А., Дванденко В.Я. – Харків: ХНАДУ, 2011. – С. 102–132.



УДК 621.318

СОГЛАСУЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ СИСТЕМЫ БЕСКОНТАКТНОГО УСТРАНЕНИЯ ВМЯТИН КУЗОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук Ю.В. БАТЫГИН, канд. техн. наук А.В. ГНАТОВ,
И.С. ТРУНОВА, С.А. ШИНДЕРУК
ХНАДУ (057. 700-38-52)

Рассматриваются результаты силовых экспериментальных исследований совмещенных согласующих устройств, разработанных в лаборатории электромагнитных технологий ХНАДУ, которые предназначены для бесконтактной электромагнитной рихтовки кузовных элементов автомобилей.

Ключевые слова: магнитно-импульсная обработка металлов, источник мощности, согласующее устройство, удаление вмятин, бесконтактная рихтовка.

Batygin Yu.V., Gnatov A.V., Trunova I.S., Shinderuk S.A.

MATCHING DEVICE FOR SYSTEM OF NON-CONTACT REMOVAL OF DENTS ON CAR BODY'S ELEMENTS

Results of power experimental researches of combined matching devices, created in the Laboratory of Electromagnetic Technology of Kharkov National Automobile and Highway University for non-contact removal of dents on car body's elements are described.

Keywords: magnetic pulse-metal working, power source, matching device, dent removal, non-contact straightening.

При незначительных ДТП массовым их последствием являются, как известно, мелкие повреждения кузова автомобиля — их лакокрасочного покрытия, царапины, вмятины. Причем последние во многих случаях располагаются так, что без разборки соответствующих узлов устранить (отрихтовать) их практически невозможно: к ним с внутренней стороны кузова нельзя подступиться. Но разборка — процесс трудоемкий и долгий, поскольку кузова современных автомобилей в основном сварные. В связи с этим возникла идея: втягивать вмятины с помощью электромагнитных сил. Однако ее реализация сдерживается тем, что амплитуды сигналов, вырабатываемых известными источниками мощности, во-первых, незначительны по величине и, во-вторых, не поддаются регулированию. Другими словами, для реализации теоретически правильной идеи нет соответствующего оборудования. Поэтому и создаются так называемые согласующие устройства, импульсные трансформаторы, задача которых — увеличить магнитную силу, создаваемую

индуктором, и иметь возможность регулировать ее амплитуду.

С точки зрения авторов статьи, индукторы в виде многовитковых и одновитковых соленоидов совместно с согласующими устройствами — это то, что решает названную проблему. То есть такое сочетание — принципиально новый подход к созданию инструмента для магнитно-импульсного притяжения ферромагнитных листовых металлов.

Чтобы такая система работала эффективно, необходимо создать согласующее устройство, обеспечивающее соответствующий уровень сигнала. И коллектив лаборатории электромагнитных технологий ХНАДУ с этим успешно справился. Здесь разработали не одно, а несколько согласующих устройств, использование которых позволяет выполнять ранее труднореализуемые, а порой и невозможные технологические операции по восстановлению кузовов деталей автомобилей (пат. № 69467, Украина). Что открывает совершенно новые возможности для обрабатывающей промышленности, так как операции по реставрации могут быть вы-

полнены без каких-либо механических контактов, разборки кузовных элементов автомобилей, а иногда и без нарушения защитного (лакокрасочного, антикоррозийного) покрытия.

Доказательством тому служат результаты экспериментальной апробации совмещенных согласующих устройств — импульсных трансформаторов тока, применяемых в технике магнитно-импульсной обработки металлов для выполнения технологических операций по бесконтактной рихтовке кузовных элементов транспортных средств.

В ходе этой апробации проверялись все созданные в лаборатории варианты согласующих устройств и встраивали их (схемно) между источником мощности (магнитно-импульсная установка МИУС-2, разработанная здесь же) и индукторной системой (инструмент силового воздействия на деталь кузова). Установка может работать как в однократном повторении, так и в серийном режиме генерации разрядных импульсов, частота следования которых в серии составляет до 10 Гц.

МИУС-2 обладает следующими техническими характеристиками: запасаемая энергия W составляет ~ 2 кДж; емкость C накопителя (конденсаторов) — 1200 мкФ; собственная частота f_0 — 7 кГц; собственная индуктивность L — 440 нГн; диапазон регулирования напряжения V — 100...2000 В; частота $f_{сл}$ следования генерируемых импульсов тока в режиме их многократного повторения — 1...10 Гц; регулирование синхронизации процессов заряд—разряд в режиме многократного повторения — с помощью электронного блока управления; тип коммутаторов — тиристорные выключатели; напряжение питающей сети — 380/220 В.

В качестве инструмента в экспериментах использовались совмещенные согласующие устройства цилиндрического (рис. 1) и дискового (рис. 2) типа, а в качестве образцов металла — кузовные панели автомобилей "Ситроен" и "Субару".

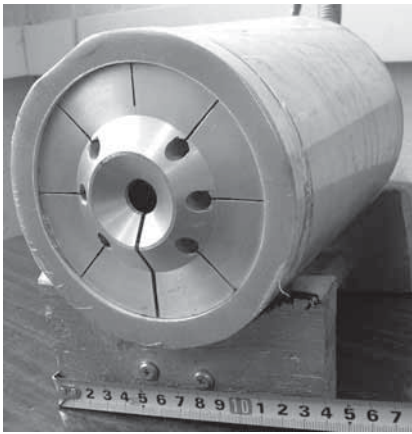


Рис. 1. Совмещенное согласующее устройство цилиндрического типа

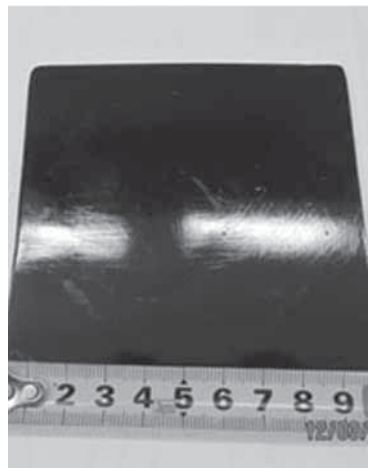


Рис. 3. Фрагмент обшивки кузова автомобиля "Субару": образование вмятины

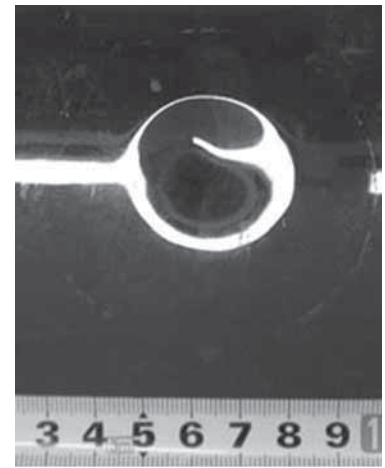


Рис. 4. Фрагмент обшивки кузова автомобиля "Субару": удаление ранее образовавшейся вмятины

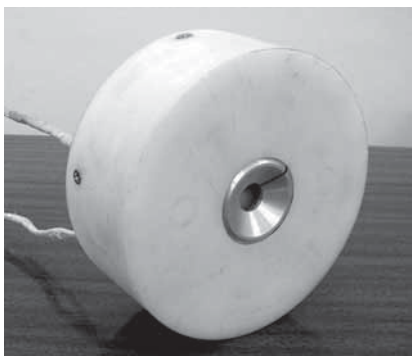


Рис. 2. Дискосое согласующее устройство

При этом предполагалось создание на образцах вмятин, а затем их удаление магнитно-импульсным притяжением участков (область внутреннего отверстия индуктора). Все эксперименты проводились в режиме многократного повторения импульсов силового воздействия. Причем их число позволяло дозировать интегральную энергию в зоне деформирования и, в конечном итоге, управлять процессом образования или устранения вмятин. И вот что из этого получилось.

В первой серии экспериментов в качестве опытного образца был взят металлический лист кузова автомобиля "Субару" толщиной 0,8 мм, а в качестве инструмента — согласующее устройство цилиндрического типа. Магнитно-импульсное притяжение осуществлялось серией из 20 разрядных импульсов. Они создали вмятину глубиной 1,7 мм и диаметром ~ 40 мм [3] (рис. 3). Устраняли эти вмятины тоже силовым магнитно-импульсным притяжением. Как видно из рис. 4, металл возвратился в исходное состояние. Причем его выравнивание получилось удовлетворительным, а лакокрасочное покрытие осталось не поврежденным.

Во второй серии экспериментов был взят лист кузова автомобиля "Ситроен" толщиной 1 мм, а в качестве инструмента — дискосое согласующее устройство. Магнитно-импульсное притяжение выполнялось серией из 40 разрядных импульсов. Вмятина на листе оказалась глубиной 1,2 мм и диамет-

ром 40 мм. Как и в предыдущем случае, эта вмятина выровнялась без повреждения лакокрасочного покрытия.

Таким образом, все расчеты специалистов ХНАДУ оправдались. Созданные ими согласующие устройства вполне способны рихтовать те участки листовых ферромагнетиков, доступ к которым традиционными инструментами невозможен.

Литература

1. Белый И.В. Справочник по магнитно-импульсной обработке металлов / Белый И.В., Фертик С.М., Хименко Л.Т. — Харьков: Вища школа, 1977. — 189 с.
2. Туренко А.Н., Батыгин Ю.В., Гнатов А.В. Импульсные магнитные поля для прогрессивных технологий. — Т. 3: Теория и эксперимент притяжения тонкостенных металлов импульсными магнитными полями: Монография. — Харьков: ХНАДУ, 2009. — 240 с.
3. Экспериментальное деформирование заданных участков листовых ферромагнетиков силами магнитно-импульсного притяжения // Материалы сайта — 2012. — Режим доступа: <http://electromagnetic.comoj.com/rezultati.html>.

Внимание!

Напоминаем, направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее посредством электронной почты.

Наши адреса: avtoprom@mashin.ru
avtoprom@aport.ru



УДК 537.534, 620.179.112.(075.8)

УЛЬТРАЗВУКОВАЯ ТЕХНОЛОГИЯ НАНЕСЕНИЯ ТВЕРДОЙ ГРАФИТОВОЙ СМАЗКИ НА ПОВЕРХНОСТЬ ДОРОЖКИ КАЧЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ

А.С. НОСКОВ, д-р техн. наук А.В. КОРОЛЕВ
Саратовский ГТУ (8452) 99-86-30

Приводятся экспериментальные данные процесса обработки ультразвуком дорожек качения упорных подшипников.

Ключевые слова: ультразвуковое выглаживание, поверхностно-упрочняющая обработка, суперфинишная обработка.

Noskov A.S., Korolev A.V.

ULTRASONIC TECHNOLOGY RESEARCH APPLIED GRAPHITE LUBRICANT TO A SURFACE RACEWAY BEARING SOLID

Experimental data processing ultrasound thrust bearing raceways are given.

Keywords: ultrasonic processing, strengthening process, superfinish processing.

Известно, что при любой механической обработке металлов их поверхностные слои активизируются, в результате чего в кристаллической решетке возникают дефекты. Но это не только недостаток металлической обработки, но и ее достоинство: такие дефекты дают возможность в процессе чистовой механической обработки детали наносить на ее поверхность различные покрытия (диффузионный эффект). Именно поэтому специалистам кафедры "Технология машиностроения" Саратовского ГТУ и удалось разработать новую технологию обработки поверхностей типа дорожек качения колец упорных подшипников ультразвуковым выглаживанием с нанесением на них твердой графитовой смазки. В том числе и колец подшипников 1118-2902840-04, предназначенных для восприятия радиальных и осевых нагрузок в верхней опоре стойки передней подвески автомобилей семейства ВАЗ – таких, как "Калина", "Приора" и "Гранта".

Технология обработки дорожек качения этих подшипников сводится к следующему.

На станине 1 (рис. 1) монтируется механизм, который состоит из индентора (выглаживателя) 4, закрепленного на механическом усилителе 3, который воспринимает ультразвуковые колебания пьезокерамического преобразователя 2. Под действием силы P , которой нагружается механический усилитель 3, индентор 4 прижимается к обрабатываемой поверхности 5 детали 6, т.е. к дорожке качения упорного подшипника. При этом величину силы P устанавливают в определенных пределах – так, чтобы, с одной стороны, индентор контактировал с обрабатываемой поверхностью по всему ее профилю, а с другой, чтобы на поверхности контакта не возникали контактные напряжения, превышающие допустимые величины. На обрабатываемую поверхность засыпается порошок 7 графита или дисульфида молибдена.

Процесс обработки поверхности начинается с момента, когда включается режим вращения детали вокруг ее оси (скорость можно регулировать), а индентор – совершать ультразвуковые колебания и прижиматься с силой P к обрабатываемой поверхности через слой порошка 7. В процессе обработки порошок проникает (диффузия) в обрабатываемую поверхность на глубину, величина которой зависит от времени обработки.

Особенности этого метода состоят в том, что радиус индентора должен быть равным минимальному радиусу профиля до-

рожки качения; в качестве порошка больше подходит мелкодисперсный графит трех видов (терморасширенный мелкодисперсный, частицы размером 0,1 мм; терморасширенный, частицы размером 0,5 мм; обычный аккумуляторный АКГ05, частицы размером 0,3...0,5 мм), поскольку он дешевле дисульфида молибдена. Выглаживатель изготовлен из сплава ВК и имеет два варианта исполнения – диаметром 5,2 и 5,6 мм. Частота вырабатываемых генератором ультразвуковых колебаний составляет 18...25 кГц, а используемый для этой цели преобразователь – пьезокерамический. Из-за использования пьезокерамического преобразователя регулировка частоты колебаний индентора сужается до 18...22 кГц, чтобы частота генератора находилась в пределах резонансной частоты преобразователя.

Создав технологию и необходимое для нее оборудование, авторы достаточно полно изучили их возможности, разработав математическую модель процесса выглаживания дорожек качения упорных подшипников. Для этой цели был использован метод полуфакторного эксперимента 2^{4-1} , где в качестве регулируемых факторов были взяты выглаживатели диаметром (d_b) 5,2 и 5,6 мм, время $t_{об}$ обработки – 20 и 60 с, сила P прижатия выглаживателя к обрабатываемой поверхности – 100 и 160 Н и частота n_z вращения заготовки – 240 и 360 мин⁻¹. Показатели эффективности обработки – радиус R дорожки качения и момент M сопротивления вращению подшипника. Кроме того, были измерены толщины h_n слоя образовавшегося покрытия.

Для проверки критерия однородности дисперсии использовался критерий Кохрена с уровнем значимости 0,05, значимость коэффициентов регрессии оценивалось по t_1 – критерию Стьюдента с уровнем значимости 0,05, а адекватность модели – по критерию Фишера с тем же уровнем значимости 0,05.

После обработки экспериментальных данных были получены математические модели, устанавливающие связи между перечисленными выше регулируемыми факторами, исследования которых показали, что наибольшее влияние на величину радиуса R дорожки качения оказывает диаметр d_b выглаживателя. Время же $t_{об}$ обработки, сила P , действующая на выглаживатель, и частота n_z вращения заготовки сказываются на нем гораздо меньше. Что же касается момента M сопротивления вращению подшипника, то его величина больше всего зависит от диаметра d_b выглаживателя и силы P , с которой он

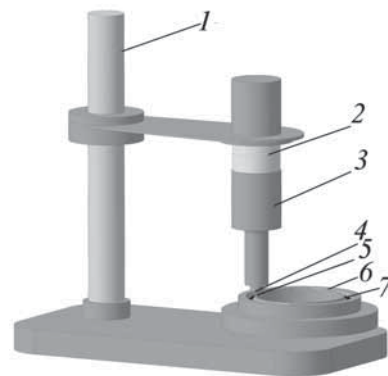


Рис. 1. Схема обработки поверхностей дорожек качения подшипников:
1 – станина; 2 – преобразователь; 3 – усилитель; 4 – индентор; 5 – обрабатываемая поверхность; 6 – кольцо подшипника; 7 – твердая смазка (порошок)

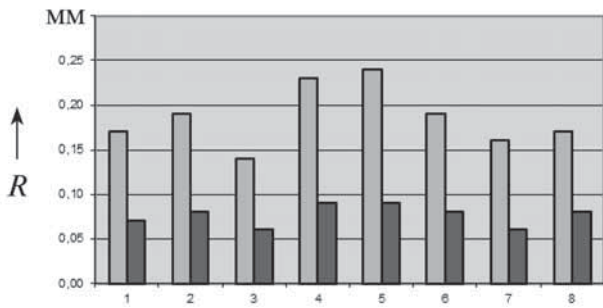


Рис. 2. Диаграмма разбросов радиусов дорожек качения подшипников до и после обработки

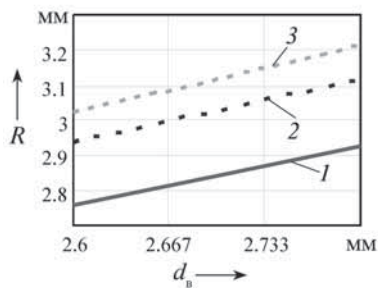


Рис. 3. Зависимость радиуса дорожек качения подшипников от диаметра выглаживателя при минимальных (1), средних (2) и максимальных (3) значениях параметров P , $t_{об}$ и n_3

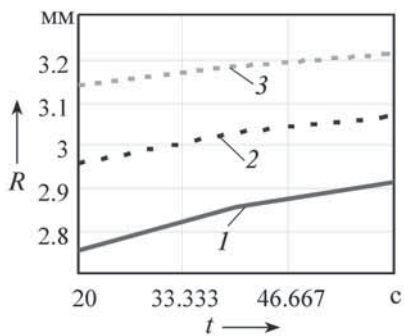


Рис. 4. Зависимость радиуса дорожек качения подшипников от времени обработки при минимальных (1), средних (2) и максимальных (3) значениях параметров d_b , P и n_3

давит на обрабатываемую поверхность, и в меньшей степени – от времени $t_{об}$ обработки и частоты n_3 вращения заготовки. При этом зависимость между изменениями M и d_b , P , $t_{об}$ и n_3 – обратная, т.е. с увеличением этих параметров момент уменьшается.

Это подтверждает рис. 2, на котором приведены значения разброса радиуса R дорожек колец подшипника до (светлые столбики) и после (темные столбики) ультразвукового выглаживания в порошке графита. Как видно из рисунка, разброс и его абсолютные значения существенно уменьшаются. Значит, момент M сопротивления вращению подшипника после ультразвуковой обработки резко снижается, что свидетельствует о высокой эффективности нанесения антифрикционного покрытия. Правда, при этом радиус R дорожки качения несколько увеличивается, однако разброс значений этого параметра существенно уменьшается.

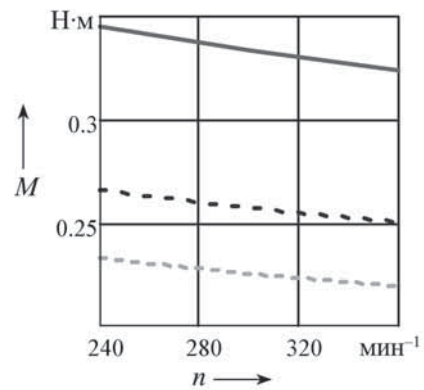


Рис. 5. Зависимость момента сопротивления вращению подшипника от частоты вращения заготовки при минимальных (1), средних (2) и максимальных (3) значениях параметров d_b , P и $t_{об}$

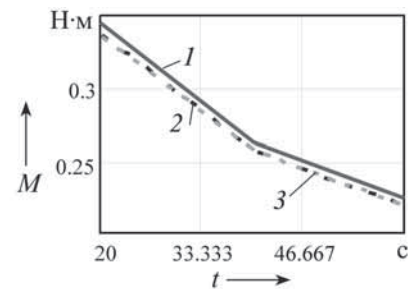


Рис. 6. Зависимость момента сопротивления вращению подшипников от времени обработки при минимальных (1), средних (2) и максимальных (3) значениях параметров d_b , P и n_3

Полученные в конечном итоге формулы для определения радиуса R дорожки качения и момента M сопротивления вращению подшипника имеют следующий вид:

$$R = 0,413r^{0,812}t^{0,209-0,068 \ln(r)}P^{0,318}n^{0,043},$$

$$M = 3,57r^{-0,032}t^{-0,392}P^{-0,613+0,503 \ln(r)}n^{-0,151}.$$

Подсчитанные по ним зависимости $R(d_b, P, t_{об}, n_3)$ и $M(d_b, P, t_{об}, n_3)$ приведены на рис. 3–6. Из них следует, что при увеличении диаметра d_b выглаживателя с 5,2 до 5,6 мм при минимальных значениях времени $t_{об}$ обработки силы P прижатия выглаживателя к обрабатываемой поверхности и частоты n_3 вращения заготовки радиус R дорожки качения подшипника увеличивается с 2,76 до 2,93 мм, т.е. в 1,06 раза, при верхнем же уровне $t_{об}$, P и n_3 – с 3,03 до 3,22, т.е. в 1,063 раза. Объясняется это тем, что при возрастании силы P имеет место незначительное раздавливание дорожек качения подшипника.

Исследование микрошлифов обработанных поверхностей показали, что толщина слоя углерода на них составляет ~ 0,5 мм, а глубина измененного слоя металла – 0,3 мм. При этом структура металла становится более мелкодисперсной. Таким образом, есть все основания утверждать: рассмотренная выше технология обработки дорожек качения подшипников вполне заслуживает ее применения на подшипниковых заводах отрасли.

Литература

1. Ю.П. Адлер / Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий // Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова / под ред. В.В. Ященко. – М.: "Наука". – 1976.

НОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ФИЛЬТРОВ-ПЫЛЕГАЗОУЛОВИТЕЛЕЙ ДЛЯ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Кандидаты техн. наук В.В. БУРЕНИН, Н.П. БАЛОВНЕВ
и Е.С. ИВАНИНА

МАДИ (ГТУ) (499. 155-03-41),

Машиностроительный университет (МАМИ)

Рассматриваются новые конструкции фильтров очистки и обезвреживания промышленных пылегазовоздушных выбросов, предложенные в зарубежных и отечественных патентах и научно-технической литературе.

Ключевые слова: пылегазовоздушные выбросы, конструкция, фильтр, очистка, обезвреживание, промышленное предприятие, автомобильная промышленность.

Burenin V.V., Balovnev N.P., Ivanina E.S.

NEW DESIGNS OF FILTERS FOR PURIFICATION AND NEUTRALIZATION OF DUST-GAS-AIR EMISSIONS AT PLANTS OF AUTOMOTIVE INDUSTRY

There are considered new designs of filters for purification and neutralization of industrial dust-gas-air emissions suggested in patents and scientific-technical literature.

Keywords: dust-gas-air emissions, design, filter, purification and neutralization of industrial plant, automotive industry.

Предприятия автомобильной промышленности, как и любой другой отрасли, — источники серьезного загрязнения воздушной среды [1]. Поэтому в настоящее время проблемой очистки их пылегазовоздушных выбросов постоянно занимаются многие исследователи и производители автомобильной техники. И надо признать, что сделано здесь немало [1]. Например, четко доказано, что для улавливания твердых частиц загрязнений больше всего подходят фильтры-пылеуловители, работающие на основе механического их задерживания, "перехвата" с помощью инерционного, магнитного, электрического и некоторых других полей, а также с помощью абсорбционного, адсорбционно-химического, термического методов.

Более того, в последние годы ведущие в области фильтровальной техники российские и зарубежные фирмы разработали, запатентовали и начали выпуск новых воздушных фильтров-пылегазоуловителей различных типов и конструкций с улучшенными характеристиками работы.

Так, очень низким аэродинамическим сопротивлением и надежной высокоэффективной конструкцией обладает механический складчатый фильтр-пылеуловитель (пат. № 2257942, РФ) с зигзагообразной фильтрующей перегородкой 1 (рис. 1), выполненной из пористого листового материала и установленной

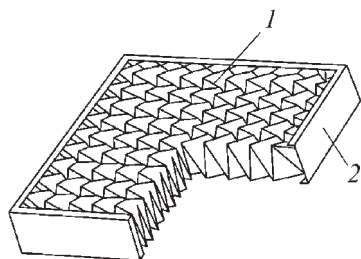


Рис. 1. Фильтрующий элемент с зигзагообразной перегородкой:

1 — перегородка; 2 — ее каркас

герметично в корпусе 2. При движении очищаемого пылегазовоздушного потока сквозь эту перегородку ее материал электризуется, поэтому наряду с обычным процессом механической фильтрации здесь происходит и задержка мелких частиц под действием электростатического поля. Складчатая поверхность перегородки имеет большую фильтрующую площадь, что позволяет значительно увеличить пылеемкость фильтра.

Удобен в эксплуатации и механический гофрированный фильтр-пылеуловитель, корпус которого выполнен (пат. № 2346632, РФ) в виде двух (1 и 7) половин (рис. 2). Внутри этого корпуса располагается фильтрующий элемент, который представляет собой съемную вставку, состоящую из двух (2 и 6) противоположащих, сопрягаемых гребенчатых сегментов (гофр), на гребнях которых установлены фиксаторы в виде упругого резинового шнура, пропущенного "змейкой" поперек фильтрующего полотна через специальные отверстия. Они обеспечивают требуемый натяг фильтрующего полотна между гребнями гофров.

На основе промышленного опыта эксплуатации газовых фильтров различных конструкций в ООО "Данико" разработан [2] механический зернистый насыпной саморегенерируемый фильтр очистки пылегазовоздушных выбросов от дисперсных частиц загрязнений, состоящий (рис. 3) из двух основных элементов — корпуса 5 и заключенного в него пористого фильтрующего патрона 8.

Фильтрующий патрон, в свою очередь, состоит из наружной 6 и внутренней 4 перфорированных обечайек с торцевыми днищами 3 и 12, в свободную полость между которыми засыпан слой 7 инертного зернистого материала. Гидравлическое сопротивление перфорированных обечайек отвечает определенному закону, обеспечивающему равномерное обтекание зернистого слоя потоком пылегазовоздушных выбросов.

В качестве засыпного материала фильтра можно использовать различные нейтральные материалы — песок, гальку, шлак, дробленые горные породы, древесные опилки, кокс, крошку резины, пластмассы, графит и др. Его выбор зависит лишь от требуемой термической и химической стойкости, механической прочности и доступности.

Фильтр работает следующим образом.

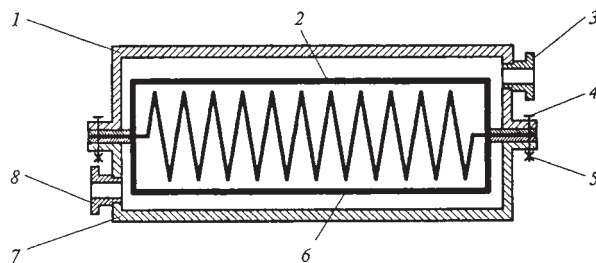


Рис. 2. Механический гофрированный фильтр:

1, 7 — половины корпуса; 2, 6 — гофр; 3 — входной патрубок; 4, 5 — болты и гайки, соединяющие половины корпуса; 8 — выходной патрубок

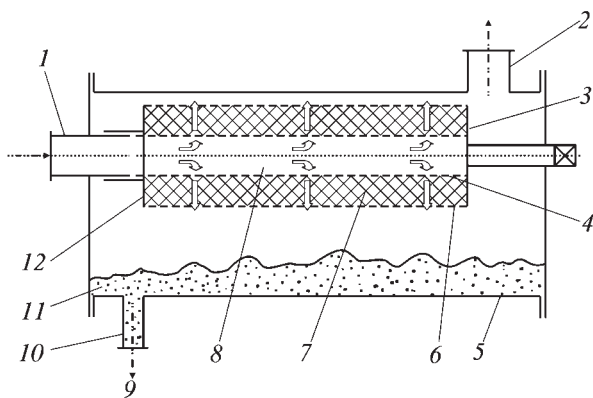


Рис. 3. Газовый фильтр ООО "Данико":

1 – входной патрубок; 2 – выходной патрубок; 3, 12 – торцевые днища; 4 – внутренняя обечайка; 5 – корпус; 6 – наружная обечайка; 7 – фильтрующий слой; 8 – фильтрующий патрон; 9 – удаление продуктов очистки; 10 – патрубок для их удаления; 11 – собранные загрязнения

Пылегазовоздушный поток поступает в центральную часть фильтра через входной патрубок 1, проходит в радиальном направлении через фильтрующий зернистый слой, очищаясь от загрязнений, а затем через выходной патрубок 2 выводится наружу.

Частицы загрязнений, естественно, накапливаются между зернами засыпки. Поэтому для предотвращения забивки фильтра и повышения его гидравлического сопротивления, фильтрующий слой периодически или постоянно (в зависимости от режима работы фильтра) разрушают путем его перемешивания, в результате чего промежутки между частицами освобождаются от загрязнений. Последние под действием силы тяжести и перепада давления в слое осаждаются и скапливаются в нижней части корпуса фильт-

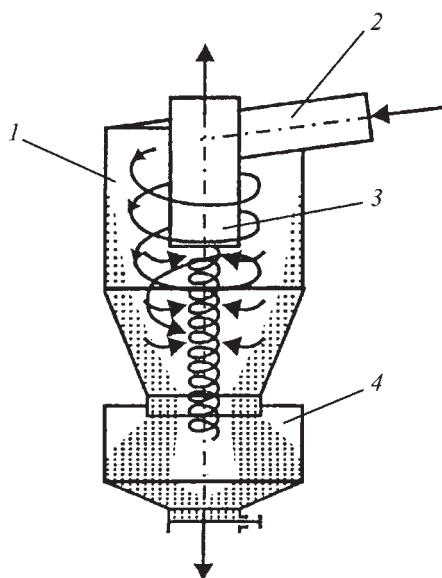


Рис. 4. Прямоточный фильтр-циклон:

1 – корпус; 2 – входной патрубок; 3 – выходной патрубок; 4 – бункер

ра в виде слоя 11, откуда затем выводятся в дренажную систему через патрубок 10.

Этот фильтр обладает высокими механической прочностью и стойкостью к истиранию фильтрующего материала, стабильными размерами и свойствами при повышенной температуре и агрессивном воздействии химических примесей, находящихся в очищаемых пылегазовоздушных выбросах, поэтому срок его службы превышает 10 лет.

Широкое применение получили у нас силовые фильтры циклонного типа (циклоны), принцип действия которых основан на извлечении твердых частиц загрязнений из потока пылегазовоздушных выбросов под действием центробежных сил, возникающих при движении потока по кривой (пат. № 2180421, РФ). Поток пылегазовоздушных выбросов вводится в такой фильтр (рис. 4) через патрубок 2 по касательной к внутренней поверхности корпуса 1, совершает вращательно-поступательное движение вдоль корпуса. Под действием центробежной силы частицы пыли за поворот потока на $4...80^\circ$ попадают на стенку корпуса, откуда смещаются в бункер 4, а чистый воздух уходит в патрубок 3.

Для нормальной работы фильтра-циклона, очевидно, необходима герметичность бункера, так как в противном случае скопившаяся в нем пыль через патрубок 3 будет подсасываться наружным воздухом в поток очищенных пылегазовоздушных выбросов.

Эффективно очищает пылегазовоздушные выбросы прямоточный групповой циклон [3], состоящий из трех параллельно работающих фильтров-циклонов: его производительность при диаметре сепарационной камеры, равном 300 мм, достигает $9...11,5$ тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$. Причем температура неочищенного газа может варьироваться от 353 до 673 К (от 80 до 400 °С).

Внедрение такого группового цикла позволяет повысить степень очистки пылегазовоздушных выбросов от пыли, улучшить экологическую обстановку, снизить стоимость обслуживания оборудования, освободить производственные площади.

Все перечисленные выше фильтры работают на давно известном принципе механической очистки газовых потоков. Но в практику внедряются и новые принципы. И один наиболее интересный из них – очистка с помощью электрических сил, основанная на ударной ионизации очищаемых газов в зоне коронирующего разряда. При этом заряд ионов передается взвешенным в газе частицам, и они осаждаются на осадительных и коронирующих электродах.

Например, для эффективной очистки пылегазовоздушных потоков от частиц загрязнений и капелек воды (пат. № 2846632, РФ) предназначен электрофильтр (рис. 5). Работает он следующим образом. Пылевлагогазовоздушный поток поступает в него по стрелке А. Коронирующие электроды 1, ориентированные вдоль этого потока, соединены с источником питания. Возникающие в электродах электрические заряды заряжают все примеси, находящиеся в потоке, которые благодаря этому перемещаются к осадительному электроду 2, имеющему мелкопористую поверхность. В процессе движения потока находя-

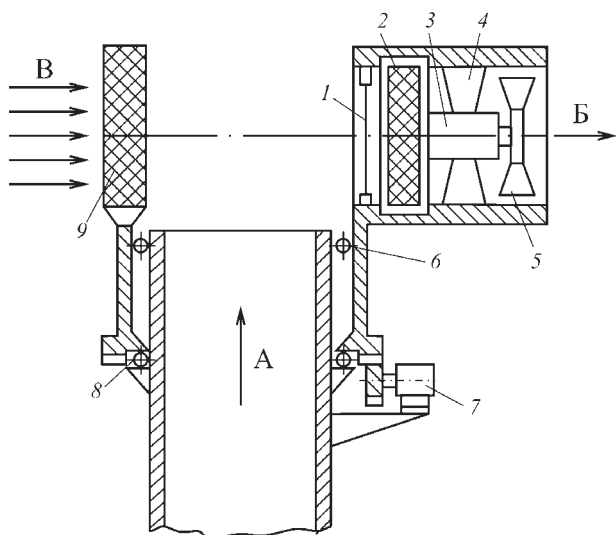


Рис. 5. Электрический фильтр:

1 – коронирующий электрод; 2 – осадительный электрод; 3, 7 – приводы; 4 – опоры; 5 – вентилятор; 6, 8 – подшипники; 9 – теплообменник-охладитель

щиеся в нем капли влаги проникают в эти поры и задерживаются на их стенках, а механические примеси имеют возможность проходить через них. И выходят наружу по стрелке Б. Но осадительный электрод 2 вращается приводом 3, поэтому применительно к нему фильтр работает, как циклон: влага попадает в кольцевую проточку и уходит в дренажную систему.

Процесс конденсации содержащихся в пылегазовоздушном потоке паров воды, а также отвода теплоты конденсации и охлаждения очищаемого газозвдушного потока осуществляются за счет перемешивания очищаемого газозвдушного потока с дополнительным более холодным воздушным потоком, поступающим по стрелке В и формируемым за счет ветра, сила которого может меняться в зависимости от ориентации фильтра на подшипниках 6, 8 с помощью привода 7 так, чтобы ветер набегал на очищаемый поток и увлекал его на осадительный электрод 2. Кроме того, сила может быть увеличена с помощью вентилятора 5.

С целью повышения степени очистки пылегазовоздушных выбросов разработана конструкция механического фильтра-пылегазоуловителя мокрой очистки с насыщенным фильтрующим слоем в виде зерен адсорбента (пат. № 2286899, РФ), состоящая (рис. 6) из корпуса 1 с входным (6) и выходным (9) патрубками для газозвдушных выбросов и фильтрующего элемента 8 в виде заполненных зернами (гранулами) адсорбента перфорированных опорных решеток, над которыми установлена форсунка 7 аппарата электрораспыления рабочего раствора. Аппарат электрораспыления представляет собой пластмассовую трубку 2, один конец которой соединен с форсункой 7, а другой – с пластмассовым баком 5, содержащим рабочий раствор, например 0,5%-й раствор метилметакрилата в ксиленацетилацетоне. В баке 5 расположен электрод 3, питаемый постоянным током высо-

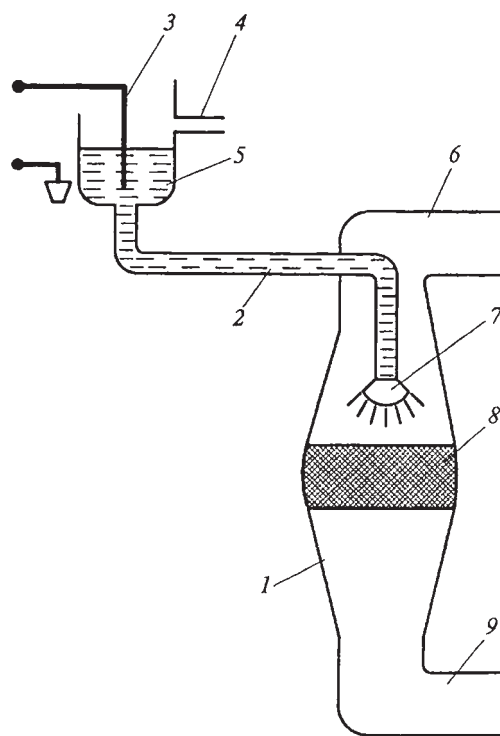


Рис. 6. Механический фильтр мокрой очистки с насыщенным фильтрующим слоем:

1 – корпус; 2 – пластмассовая трубка; 3 – электрод; 4 – трубопровод; 5 – бак; 6 – входной патрубок; 7 – форсунка; 8 – фильтрующий элемент; 9 – выходной патрубок

кого напряжения, а для пополнения бака рабочим раствором предусмотрен трубопровод 4. Гранулы (зерна) адсорбента изготавливают из диэлектрического материала, способного легко заряжаться и длительное время удерживать электрический заряд. Для высокоэффективной работы фильтра-пылеуловителя скорость потока очищаемых выбросов должна составлять 0,1...0,2 м/с.

Повышенной эффективностью пылеулавливания и надежностью работы отличается силовой скруббер – центробежный искровой фильтр-пылегазоуловитель мокрого типа (пат. № 2180421, РФ), схема которого показана на рис. 7. Пылегазовоздушный поток по тангенциальному патрубку 3 поступает в его корпус 4 и встречает на своем пути закрученный распыленный поток жидкости, идущий по патрубку 1 и имеющий направление закрутки, противоположное направлению закрутки очищаемого пылегазовоздушного потока. В результате образуется газожидкостная взвесь, которая делится на два потока – очищенных выбросов, который через раскручиватель 5 выводится в газоход, и жидкостной, содержащий загрязнения, которые через патрубок 2 выводятся для утилизации.

Центробежный фильтр-пылегазоуловитель мокрого типа может также использоваться при совместном протекании процессов пылеулавливания, охлаждения очищаемых пылегазовоздушных выбросов, абсорбции вредных газовых примесей и растворимой пыли. За счет большой поверхности соприкосновения очищаемого потока с распыленным потоком

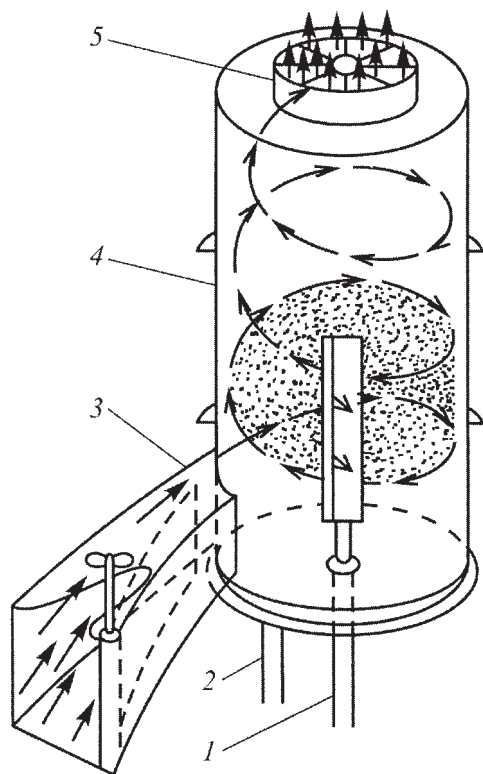


Рис. 7. Центробежный фильтр мокрого типа (скруббер):

1 – патрубок подвода воды; 2 – патрубок слива воды; 3 – патрубок подвода воздуха; 4 – корпус; 5 – раскручиватель

жидкости улавливание частиц загрязнений размером больше 5 мкм составляет 95...97 %.

Пониженной металлоемкостью и высокими виброакустическими характеристиками отличается комплексный пылеулавливающий фильтр (пат. № 2303490, РФ), содержащий цилиндрический корпус в виде циклона с входным патрубком, расположенным под прямым углом к корпусу для ввода на очистку пылегазовоздушных выбросов; фильтрующий элемент из складчатой бумаги гофрированного типа, заключенный в проволочный каркас и установленный внутри корпуса фильтра; пылесборный мешок и механизм регенерации, выполненный в виде жестко закрепленных на соосном с корпусом фильтра вертикальном валу пластин, входящих во впадины гофрированного фильтрующего элемента. Вертикальный вал приводится во вращение с помощью электродвигателя и редуктора. Задержанные частицы загрязнений из мешка пылесборника отсасываются с помощью вентилятора.

Из числа зарубежных фильтров, относящихся к данному типу, следует отметить комплексный многоступенчатый фильтр "Супер-Давид" [4], предназначенный для очистки пылегазовоздушных производственных выбросов от взвешенных твердых частиц и вредных газовых примесей. Он имеет три силовые ступени, на первой из которых, инерционной, удаляются крупные частицы, на второй, электрической, –

частицы сублимированные, а на адсорбционной – газовые примеси.

Для качественной очистки пылегазовоздушных выбросов от твердых и пластичных частиц загрязнений немецкая фирма "Л. Шмалц" выпускает механический фильтр STF-D [5], который имеет корпус из прочной пластмассы и фильтрующий элемент из специальной бумаги. Особые достоинства этого фильтра состоят в том, что он, во-первых, работает при низком аэродинамическом сопротивлении, и, во-вторых, имеет встроенную автоматическую систему контроля загрязнения фильтрующего элемента, следящую за разницей давлений на его входе и выходе и подающую предупредительный сигнал при достижении предельного загрязнения.

Фильтрующий элемент механического фильтра японской фирмы "HGК Инсомоторс" для очистки технологических пылегазовоздушных выбросов от твердых и пластичных частиц загрязнений имеет ячеистую керамическую структуру с продольными каналами квадратного поперечного сечения, которая обладает повышенной стойкостью против образования термических трещин. При их локальном возникновении этот элемент препятствует развитию трещин по всей структуре при очистке от механических частиц загрязнений горячих пылегазовоздушных выбросов. Это достигается наличием внешнего слоя, который охватывает структуру с продольными каналами, связывающими их перегородками, толщина которых лежит в пределах 0,038...0,43 мм.

В заключение следует отметить, что универсальных фильтров-пылегазоуловителей, способных улавливать все пылегазовоздушные выбросы предприятий автомобильной промышленности пока нет: каждый эффективен лишь по отношению к определенным видам пыли и газовых включений. Так что перспективными были и остаются только фильтры, специально разработанные для определенных условий эксплуатации. Потому что даже самые лучшие из существующих в большинстве случаев не могут обеспечить 100%-й результат. В связи с чем и отечественные, и зарубежные специалисты все больше внимания уделяют фильтрам многоступенчатым и учитывают возможно больше факторов – требования к качеству очищенного воздуха, физико-химические свойства улавливаемой пыли и вредных газовых включений, энергетические показатели и др.

Литература

1. Экологическая безопасность хозяйственной деятельности / Комарова Л.Ф., Кормина Л.А., Сомин В.А.; под общ. ред. Л.Ф. Комаровой. – Барнаул: Изд-во Алт. гос. техн. ун-та им. И.И. Ползунова, 2010. – 226 с.
2. Подольский И.И., Вакалюк Ю.В. Зернистый саморегенерируемый фильтр для механической очистки загрязненных сред // Экология и промышленность России, 2009, июнь, С. 8–11.
3. Асламова В.С., Асламов А.А., Ляпустин П.П. Групповой прямооточный циклон для минераловатного производства // Экология и промышленность России. 2007. № 12. С. 26–28.
4. Vakuu-Filter Überwacht // Produktion 2007, № 45. S. 20.
5. Olnebel-Abschneidegerät // Werkstatt und Betr. 2007. № 9. S. 32.

КОМПОЗИТ – МАТЕРИАЛ, ПОВЫШАЮЩИЙ НАГРУЗОЧНУЮ СПОСОБНОСТЬ И ЭНЕРГОЕМКОСТЬ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА ПОДВЕСКИ АТС

Канд. техн. наук В.И. ЩЕРБАКОВ, Ю.П. ЧУКАНИН
 Университет машиностроения (МАМИ)
 (495. 223-05-23, доб. 14-57)

Рассмотрены разработка принципов проектирования и конструкции упругих элементов нового типа, выполненных из композиционного материала (КМ). Приведены теоретическое обоснование работы упругого элемента из КМ, схемы нагружения, результаты натурных испытаний на сжатие образцов материала сердечника упругого элемента.

Ключевые слова: композиционный материал, упругий элемент, подвеска, напряжение, деформация, энергоемкость, нагрузочная способность.

Scherbakov V.I., Chukanin Yu.P.

COMPOSITE – A MATERIAL INCREASING LOAD-CARRYING ABILITY AND DUTY OF AN ELASTIC ELEMENT OF A SUSPENSION OF THE VEHICLE

The working out of principles of designing and designs of elastic elements of new type, from a composite material (KM) are considered. The theoretical substantiation of work of an elastic element from KM, schemes, results of natural tests of samples of a material of the core of an element is resulted.

Keywords: composite material, elastic element, suspension, stress, strain, duty, load-carrying ability.

У традиционных упругих элементов (листовая рессора, цилиндрическая пружина и торсион) подвески АТС напряженно-деформированное состояние (НДС), как известно, крайне неравномерное [1]. Например, у листа рессоры на изгиб эффективно работает лишь верхняя и нижняя части его материала, а у пружины и торсиона на кручение – только внеш-

ние их слои. Материал же, находящийся в непосредственной близости от центра масс любого сечения, не нагружается, т.е. он как бы "лишний". Следовательно, все названные упругие элементы имеют избыточную массу.

Для работы пневматического и гидравлического упругих элементов необходимы компрессор или гидронасос, баллон ресивера и система пневмопривода, существенно увеличивающие массу автомобиля и усложняющие его конструкцию со всеми вытекающими отсюда последствиями для его себестоимости, технического обслуживания и т.д. Поэтому специалисты ищут замену традиционным упругим элементам [2, 3]. Так, авторы статьи разработали принципиально новый упругий элемент, выполненный из композиционного материала и работающий на принципах стесненного сжатия одной части конструкции другой ее частью и сепаратного восприятия внешних нагрузок этими частями.

На рис. 1 схематично показана конструкция предлагаемого неметаллического упругого элемента для восприятия сжимающих нагрузок F , а на рис. 2 – скручивающих моментов T . Каждый элемент состоит из сердечника 2, оплетки 3 и торцевых элементов 1. Сердечник выполнен из полимера (эластомера) и находится в условиях стесненного сжатия, а оплетка – из высокопрочных волокон (стекло-, бороволокна и т.п.), навитых на сердечник, и работает она на растяжение. Торцевые элементы связывают жестко между собой одноименные концы оплетки 3 и сердечника 2, обеспечивая, с одной стороны, работу высокопрочных волокон оплетки на растяжение, а с другой – сжатие сердечника в продольном направлении (оси z) и стеснение деформаций материала сердечни-

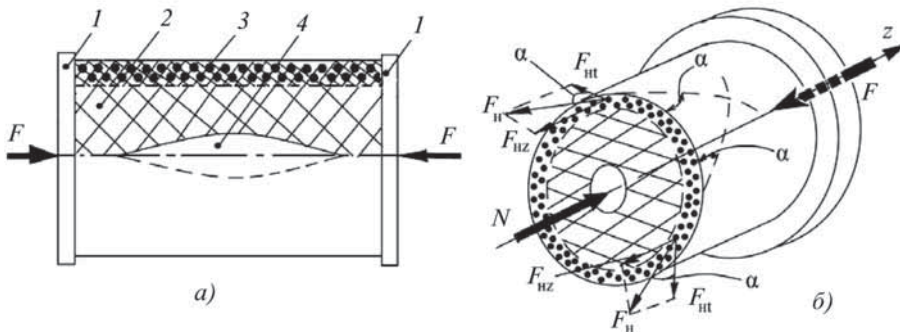


Рис. 1. Продольное сечение (а) и отсеченная часть с действующими внутренними силами (б) неметаллического упругого элемента первого типа для восприятия сжимающих нагрузок F :

1 – торцевые элементы; 2 – сердечник; 3 – оплетка; 4 – полость; F_n , F_{nz} – составляющие силы в окружном t и продольном z направлениях; α , r – угол и радиус наливки волокон оплетки на сердечник

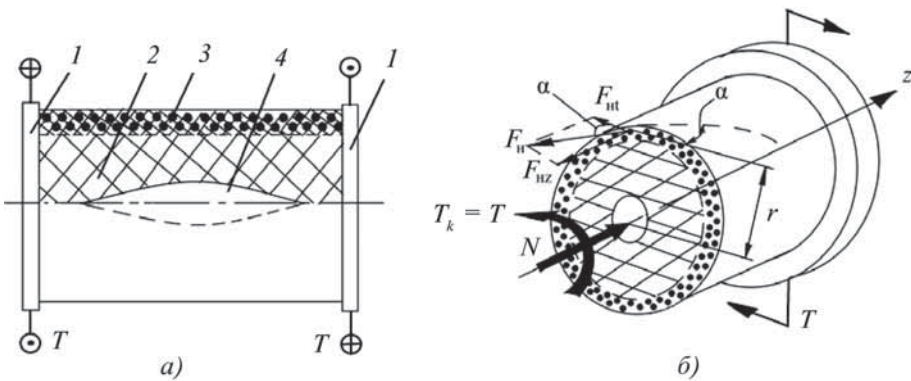


Рис. 2. Продольное сечение (а) и отсеченная часть с действующими внутренними силами (б) неметаллического упругого элемента второго типа для восприятия скручивающих моментов T :

1 – торцевые элементы; 2 – сердечник; 3 – оплетка; 4 – полость; F_n – растягивающая сила в отдельном волокне оплетки; F_n , F_{nz} – составляющие силы в окружном t и продольном z направлениях; α , r – угол и радиус наливки волокон оплетки на сердечник

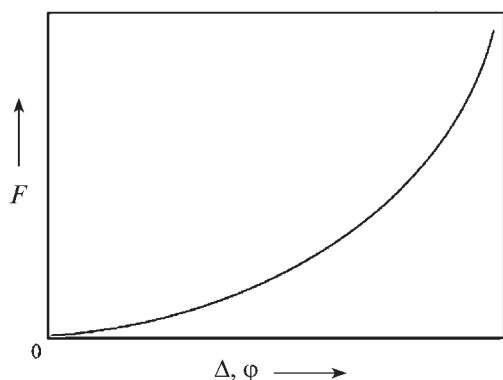


Рис. 3. Нелинейная прогрессивная упругая характеристика

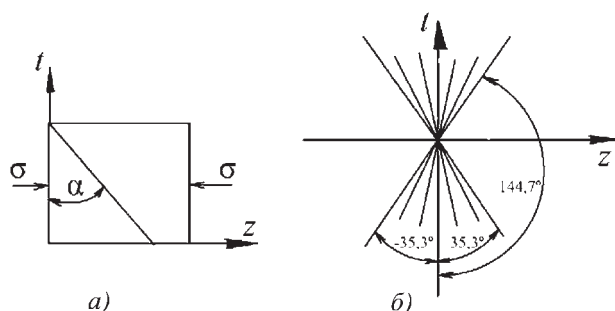


Рис. 4. Напряженное состояние в точке боковой поверхности сердечника упругого элемента первого типа (а) и область углов навивки с растягивающими деформациями (б)

ка в поперечных направлениях. Важно отметить, что изменением угла α навивки волокон оплетки и введением в тело сердечника полостей 4 можно

регулировать жесткость упругого элемента и придавать ей желательный характер, например, прогрессивный (рис. 3).

Теперь обоснуем теоретически работу сердечника и оплетки выше представленных конструкций упругих элементов. Одной из ключевых задач является расчет оптимальных углов навивки волокон оплетки на сердечник. В основу этого расчета положим требование обеспечения работы волокон на растяжение, так как в противном случае (сжатии) они работать не будут.

Начнем с рассмотрения упругого элемента первого типа (см. рис. 1). Выделим элемент напряженного состояния в точке боковой поверхности сердечника в предположении, что оплетки пока нет (рис. 4, а). Тогда имеем одноосное сжатие и в площадках, совпадающих с поперечными сечениями сердечника, где будут действовать только нормальные напряжения $\sigma_z = \sigma$, определяемые по формуле № 1 (табл. 1) [4]. Деформации же рассчитываются по формулам № 2. Но так как элемент укорачивается по направлению оси z ($\varepsilon_z < 0$) и удлиняется по направлению оси t ($\varepsilon_t = 0$), то должно существовать между этими осями направление, определяемое углом α_* с линейной деформацией $\varepsilon_{\alpha_*} = 0$ (формула № 3). Для $\mu \cong 0,5$ получаем $\alpha_* = 35,3^\circ$, что и определяет границы значений углов навивки, обеспечивающих работу волокон на растяжение (см. рис. 4, б). При углах навивки, лежащих в интервале $-35,3^\circ < \alpha < 35,3^\circ$, волокна будут нагружаться растягивающими силами F_1 и, следовательно, создавать стеснение деформированию материала сердечника. Для направлений с углами навивки в интервале $35,3^\circ \leq \alpha \leq 144,7^\circ$ имеет место деформация сжатия. Волокна оплетки с такой ориентацией не будут работать и оказывать влияния на деформации материала сердечника, в связи с чем эту область

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\sigma_z = \sigma = \frac{N}{A} = -\frac{F}{A}$	σ_z – нормальное напряжение по оси z ; N – нормальная сила; A – площадь поперечного сечения сердечника
2	$\varepsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} = -\frac{F}{EA}$; $\varepsilon_t = -\mu\varepsilon_z = \mu \frac{F}{EA}$	$\varepsilon_z, \varepsilon_t$ – линейные деформации по осям z и t ; E, μ – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала сердечника
3	$\varepsilon_{\alpha_*} = \varepsilon_z \sin^2 \alpha_* + \varepsilon_t \cos^2 \alpha_* = 0$	$\alpha_* = \arctg \sqrt{\mu}$ – угол, определяющий направление с деформацией ε_{α_*} , равной 0
4	$\tau_{zt} = \frac{T_k}{W_p} - \frac{T}{W_p}$	T_k – крутящий момент; W_p – полярный момент сопротивления поперечного сечения сердечника
5	$\gamma_{zt} = \frac{\tau_{zt}}{G} = \frac{T}{GW_p}$	G – модуль сдвига материала сердечника
6	$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\gamma_{zt} \sin 2\alpha}{2}$	–
7	$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)]; \varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_z + \sigma_y)];$ $\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)]$	$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ – линейные относительные деформации по осям x, y, z ; $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – нормальные напряжения по тем же осям
8	$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \leq \sigma_{\text{лим}}$	$\sigma_{\text{экр}}$ – эквивалентное напряжение; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения; $\sigma_{\text{лим}}$ – предельное напряжение

№ формулы	Формула	Примечания
9	$U = U_V + U_\Phi$	U – удельная потенциальная энергия; $U_V = \frac{1-2\mu}{6E}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2$ – энергия изменения объема; $U_\Phi = \frac{1+\mu}{6E}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]$ – энергия изменения формы
10	$U \approx \frac{1}{4E}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]$	Энергия при $\mu = 0,5$
11	$\varepsilon_z = -\frac{\sigma}{E}; \varepsilon_y = \varepsilon_x = \mu \frac{\sigma}{E}$	–
12	$ \varepsilon_z _{\max} = \frac{\sigma_{\lim}}{E}; \varepsilon_{y\max} = \varepsilon_{x\max} = \mu \frac{\sigma_{\lim}}{E}$	–
13	$U_{\max} = \frac{\sigma_{\lim}^2}{2E}$	–
14	$\varepsilon_y = -\frac{p}{E} + \mu \frac{\sigma}{E} = 0$	p – давление (напряжение) между оплеткой и сердечником
15	$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1}{2}\sqrt{(0 + \mu\sigma)^2 + (-\mu\sigma + \sigma)^2 + (-\sigma + 0)^2} = \sigma\sqrt{\mu^2 - \mu + 1} \leq \sigma_{\lim}$	При $\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{\max} = \sigma_{\min}$ получим $\sigma_{\max} = \frac{\sigma_{\lim}}{\sqrt{\mu^2 - \mu + 1}}$. Если $\mu = 0,5$, то $\sigma_{\max} = 1,15\sigma_{\lim}$
16	$\varepsilon_z = -\frac{\sigma}{E} + \mu \frac{P}{E} = -\frac{\sigma}{E}(1 - \mu^2);$ $\varepsilon_x = \mu \frac{\sigma}{E} + \mu \frac{P}{E} = \mu \frac{\sigma}{E}(1 + \mu)$	–
17	$ \varepsilon_z _{\max} = \frac{\sigma_{\lim}}{E\sqrt{\mu^2 - \mu + 1}}(1 - \mu^2);$ $ \varepsilon_x _{\max} = \frac{\sigma_{\lim}}{E\sqrt{\mu^2 - \mu + 1}}\mu(1 + \mu)$	Если $\mu = 0,5$, то $ \varepsilon_z _{\max} = \varepsilon_x _{\max} = 0,8625 \frac{\sigma_{\lim}}{E}$
18	$U_{\max} = \frac{1+\mu}{6E}[(\mu\sigma_{\lim})^2 + (-\mu\sigma_{\lim} + \sigma_{\lim})^2 + (-\sigma_{\lim})^2]$	Если $\mu = 0,5$, то $U_{\max} = \frac{\sigma_{\lim}^2}{2E}$
19	$\varepsilon_x = \varepsilon_y = -\frac{P}{E} + \mu \frac{P}{E} + \mu \frac{\sigma}{E} = 0; \varepsilon_z = -\frac{\sigma}{E} \left(\frac{1 - \mu - 2\mu^2}{1 - \mu} \right)$	–
20	$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(-\sigma + \sigma)^2 + (-\sigma + \sigma)^2 + (-\sigma + \sigma)^2} = 0$	–

следует исключить. Наибольшему стеснению материала сердечника соответствуют углы навивки волокон, близкие к 0° , которые и рекомендуются для первого типа конструкции упругого элемента. При этом оплетку нужно выполнять двухслойной с противоположной ориентацией волокон каждого слоя, как показано пунктирными линиями на рис. 1, б. Такая навивка позволит исключить закручивание сердечника от действия касательных составляющих F_{1r} сил натяжения нитей, так как возникающие крутящие моменты от каждого слоя оплетки будут противоположно направленными и таким образом компенсировать друг друга.

Теперь перейдем к рассмотрению навивки волокон оплетки упругого элемента второго типа (см. рис. 2), работающего на скручивание. Как и в предыдущем случае выделим элемент напряженного состояния в точке боковой поверхности сердечника в предположении, что оплетки нет (рис. 5, а). Этот

элемент испытывает чистый сдвиг под действием касательных напряжений $\tau_{zr} = \tau_{rz}$, определяемых по формуле № 4. Линейные деформации по осям z и r равны нулю, $\varepsilon_z = \varepsilon_r = 0$, а сдвиг γ_{zr} найдем по формуле № 5. Линейную деформацию ε_α по направлению, зависящему от угла α , можно рассчитать по формуле № 6. Исследование ε_α на экстремум дает два значения угла: $\alpha_1 = \pi/4 = 45^\circ$ и $\alpha_2 = 3\pi/4 = 135^\circ$. Первое из них соответствует направлению с наибольшей линейной деформацией растяжения, а второе – сжатия. На рис. 5, б приведена область $0^\circ < \alpha < 90^\circ$ значений углов навивки, обеспечивающих работу волокон на растяжение и, следовательно, стеснение деформированию материала сердечника. Как видно из этого рисунка, наибольшему стеснению материала сердечника соответствуют углы навивки волокон, близкие к 45° , которые и следует рекомендовать как оптимальные для второго типа конструкции упругого элемента.

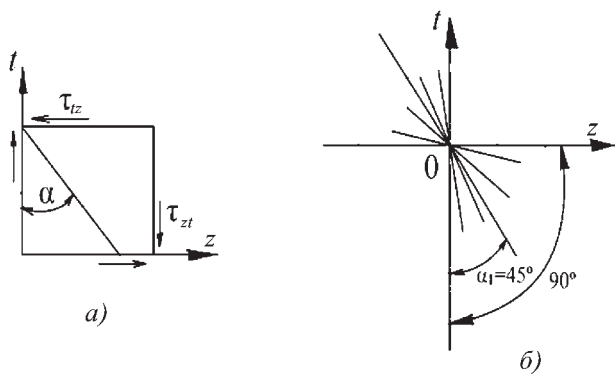


Рис. 5. Напряженное состояние в точке боковой поверхности сердечника упругого элемента второго типа (а) и область углов навивки с растягивающими деформациями (б)

Влияние стеснения деформированию при сжатии материала сердечника на его упругость оценим на основе обобщенного закона Гука, т.е. по формулам № 7 [4]. Рис. 6 характеризует положительные (растягивающие) направления нормальных напряжений, действием касательных напряжений следует пренебречь ввиду их малости.

Расчет нагрузочной способности материала проведем по величине эквивалентного напряжения $\sigma_{\text{экв}}$ по гипотезе прочности потенциальной энергии формоизменения, выраженной формулой № 8, а энергоемкость материала оценим по потенциальной энергии U упругих деформаций материала, накапливаемой в единице объема материала – по формуле № 9 [4]. Для полимеров коэффициент Пуассона $\mu \leq 0,5$, поэтому можно считать, что объем материала при нагружении не изменяется и потенциальная энергия тела определяется только энергией формоизменения (формула № 10).

Анализ работы сердечника показывает, что для его материала (полимера), в принципе, возможны различные виды НДС. Среди их множества для проведения исследования выделим следующие три случая: свободное одноосное сжатие по оси z (продольная ось сердечника); сжатие по оси z со стеснением деформирования по оси y ; сжатие по оси z со стеснением деформирования по осям x и y . Первый и третий – граничные виды НДС, а второй – промежуточный.

В первом случае НДС (рис. 7) главные напряжения равны: $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_x = \sigma_y = 0$, $\sigma_3 = \sigma_z = -\sigma$. Тогда деформации по формулам № 7 равны выражениям, записанным формулами № 11. При $\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{lim}}$ эти напряжения принимают наибольшие значения по абсолютной величине (формулы № 12). Потенциальная энергия в единице объема материала рассчитывается по формуле № 10 и равна выражению, определенному формулой № 13.

Во втором случае НДС (рис. 8) из-за стеснения деформации по оси y имеем условие $\epsilon_y = 0$, которое дает формулу № 14. Из нее определяем, что величина давления между оплеткой и сердечником $p = \mu\sigma$ и тогда главные напряжения равны: $\sigma_1 = \sigma_x = 0$,

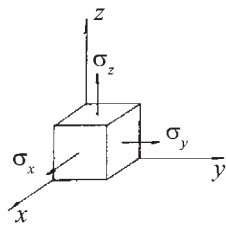


Рис. 6. Положительные направления нормальных напряжений

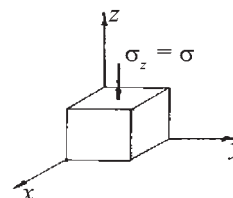


Рис. 7. Одноосное сжатие по оси z без стеснения деформирования

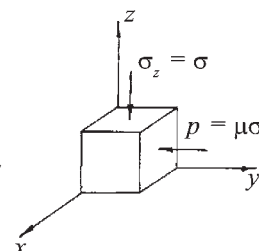
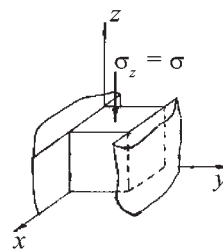


Рис. 8. Сжатие по оси z со стеснением деформирования по оси y

$\sigma_2 = \sigma_y = -\mu\sigma$, $\sigma_3 = \sigma_z = -\sigma$. Нагрузочной способности σ_{max} соответствует формула № 15. Таким образом, если $\mu \approx 0,5$, то $\sigma_{\text{max}} = 1,15\sigma_{\text{lim}}$.

Деформации по осям x и z должны соответствовать формулам № 16, а максимальные значения деформаций материала $|\epsilon|_{\text{max}}$ при его работе в упругой области – формулам № 17, т.е. при $\mu = 0,5$ $|\epsilon_x|_{\text{max}} = |\epsilon_y|_{\text{max}} = 0,8625 \frac{\sigma_{\text{lim}}}{E}$. Значение U_{max} , пол-

ностью совпадающее со значением энергии ранее рассмотренного случая НДС (см. формулу № 13), дает формула № 18.

Наконец, в третьем случае НДС (рис. 9) значения деформаций по осям x , y и z дают формулы № 19. При $\mu = 0,5$ получим, что $p = \sigma$. Главные напряжения равны: $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = -\sigma$, а нагрузочная способность определяется по формуле № 20. Установиваем, что материал работает на всестороннее сжатие и допускаемые напряжения и, следовательно, нагрузки не ограничены ($\sigma \rightarrow \infty$), тогда как энергоемкость единицы объема (см. формула № 10), наобо-

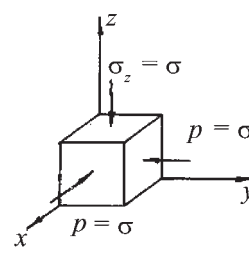
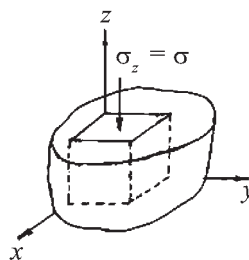


Рис. 9. Сжатие по оси z со стеснением деформирования по осям x и y

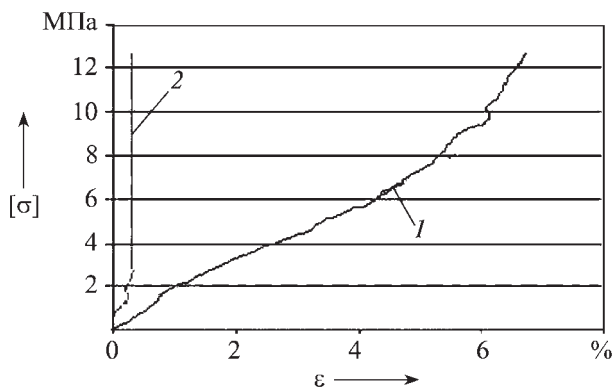


Рис. 10. Зависимости нормальных напряжений σ (МПа) от относительной деформации ε (%) образца полимера твердостью 77ед. Шор А для двух вариантов испытания на сжатие:

1 – свободное одноосное сжатие материала; 2 – сжатие материала по одной из осей со стеснением деформирования по двум другим осям

рот, стремится к нулю ($U_{\max} \rightarrow 0$). При таком нагружении получаем абсолютно жесткое тело.

Проведенные расчеты показывают, что увеличение стеснения деформации материала сердечника ведет к повышению его как жесткости, так и нагрузочной способности, а в результате дает возможность регулировать жесткость упругого элемента в целом. При этом во всех случаях нагружения энергоемкость материала сохраняется, кроме случая всестороннего равномерного обжатия.

Результаты теоретического исследования подтверждаются экспериментами на образцах материала сердечника, подверженных сжатию. Это хорошо видно из диаграмм свободного нормативного одноосного сжатия материала сердечника (рис. 10, кривая 1) и сжатия этого же материала по одной из осей со стеснением деформирования по двум другим осям (кривая 2). Все диаграммы для промежуточных случаев нагружения укладываются в интервале между этими кривыми.

Числовое сравнение (табл. 2) механических характеристик материалов традиционного (стали 55С2) и неметаллов (полиуретана, стекловолокна), исполь-

зуемых для разработанных конструкций упругого элемента нового типа показывает, что удельные энергоемкости стали и полиуретана близки, причем энергоемкость стекловолокна более чем в 30 раз выше энергоемкости стали. Кроме того, неметаллы имеют значительно меньшую массу по сравнению со сталью. Так, соотношение плотностей полиуретана и стали $\rho / \rho_{\text{ст}}$ равно 0,15, а для стекловолокна и стали – 0,33. Это обуславливает сравнительно более низкую массу предлагаемых упругих элементов и уменьшение неподрессоренных масс подвески.

На основании вышеприведенных результатов можно сделать вывод о принципиально возможном создании упругого элемента подвески транспортного средства из неметаллов, который будет иметь более высокие эксплуатационные свойства по сравнению с таковыми традиционных упругих элементов из стали. При его конструировании из полимеров обязательным условием является использование преимуществ, вытекающих из того, что полимеры с $\mu \approx 0,5$ обеспечивают постоянство объема материала сердечника при стесненном сжатии, которое, в свою очередь, обеспечивает однородное НДС сердечника, значительное повышение нагрузочной способности и энергоемкости упругого элемента. Условия стесненного сжатия сердечника конструктивно создаются оплеткой упругого элемента, материал которого по своей природе является композиционным и его подбор и исследование осуществляются одновременно с проектированием конкретной конструкции подвески.

Литература

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
2. Щербаков В.И., Чуканин Ю.П. Исследование упругого элемента для подвески транспортного средства // В сборнике тезисов докладов 70-й НМ и НИК МАДИ (ГТУ) секции надежности и проблем качества в автотранспортном комплексе, 30 янв. – 3 февр. 2012 г. – М.: МАДИ (ГТУ), 2012. С. 12–13.
3. Крамской Н.А., Чуканин Ю.П., Щербаков В.И. Определение закона нелинейности упругой характеристики подвески автомобиля из условия изохронности частоты свободных колебаний при изменении массы автомобиля // Известия МГТУ "МАМИ". – М.: МГТУ "МАМИ", 2012 г., № 2(14). Т. 1. С. 370–376.
4. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов / В.И. Феодосьев. Изд. 10-е, перераб. и доп. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 592 с.
5. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
6. Гуль В.Е. Структура и механические свойства полимеров / В.Е. Гуль, В.Н. Кулезнев. – М.: Высшая школа, 1979. – 312 с.
7. Щербаков В.И., Чабунин И.С. Избранные задачи по динамике механических систем и конструкций. Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: МГТУ "МАМИ", 2011. – 289 с.

Таблица 2

Материал	σ_{lim} , МПа	E , МПа	ρ , кг/м ³	U_{\max} , Дж/м ³	$\frac{U_{\max}}{U_{\max \text{ст}}}$	$\frac{\rho}{\rho_{\text{ст}}}$
Сталь 55С2	1000	$2 \cdot 10^5$	7600	2,50	1	1
Полиуретан	5	10	1150	1,25	0,5	0,15
Стекловолокно	3000	$5,2 \cdot 10^4$	2500	86,5	34,6	0,33



УДК 629.124.9.039

АМФИБИЙНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ ДЛЯ АРКТИКИ: комплексный анализ патентной активности в РФ за период 1992–2012 гг.

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

Применение амфибийных транспортных средств на воздушной подушке (ТСВП) считается сегодня одним из наиболее перспективных направлений при решении задач, связанных с освоением и развитием территорий российского Севера, Заполярья, а также арктического континентального шельфа. В настоящей работе представлен комплексный анализ патентной активности в области совершенствования конструкций амфибийных ТСВП и их подсистем в РФ за период 1992–2012 гг.

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

Dubin A.E., Nesterov V.E.

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

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

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

Амфибийные транспортные средства на воздушной подушке (ТСВП) на протяжении последних 40 лет демонстрируют свою высокую эффективность при решении разнообразных гражданских и военных задач в северных и арктических природных условиях во многих странах мира [1, 2]. В силу присущего этим машинам набора уникальных технических особенностей, они высокоэффективны в целом ряде практических применений при освоении и эксплуатации природных богатств северных, заполярных территорий и арктического континентального шельфа [3–5].

С принятием федеральной целевой программы "Развитие гражданской морской техники" на 2009–2016 гг. Россия активно включилась в международную гонку стран – участниц "арктического клуба" по созданию развитой инфраструктуры для эффективного освоения месторождений углеводородов в Северном Ледовитом океане. В рамках данной программы планируется, в частности, создать линейку новой техники для освоения арктических районов. Предполагается, что разрабатываемые в рамках программы суда на воздушной подушке будут конкурировать по грузоподъемности с традиционными для этих широт транспортными средствами – вертолетами "Ми-8", но окажутся существенно экономичнее по расходу топлива и значительно более дешевыми [2].

С целью определения современного технического уровня российских амфибийных ТСВП, которые могут быть использованы для эксплуатации в северных, заполярных регионах, а также на арктическом континентальном шельфе, выявления основных тенденций концепций их применения, совершенствования и развития конструкций и главных функциональных элементов были выполнены патентные исследования.

Поиск и отбор патентной информации был осуществлен с 20-летней ретроспективой в соответствии со следующей методикой: выбранная патентная документация включает в себя действующие (либо прекратившие на период поиска свое действие, но подлежащие восстановлению) патенты на изобретения, патенты на полезные

модели и заявки на изобретения в РФ за период 1992–2012 гг.; для поиска патентной документации была использована официальная государственная база данных Федерального института промышленной собственности (ФИПС) в сети Интернет [5]; поиск в базе данных ФИПС был произведен по рубрикам Международной патентной классификации (8-я редакция), "МПК-8" [4] с дополнением поисковых запросов логическими правилами, уточняющими параметры области анализа (например: "NOT – самолет NOT экраноплан" и др.). В60V – Транспортные средства на воздушной подушке (к данному подклассу отнесены все виды транспортных средств, которые полностью или частично поддерживаются на земле или воде с помощью воздушной или газовой подушки); В60V 1/00 – все транспортные средства на воздушной подушке; В60V 1/02 – ТС, у которых подушка образуется и сохраняется при помощи одной воздушной завесы по периметру машины; В60V 1/04 – ТС, у которых подушка ограничена, по меньшей мере частично, стенками; В60V 1/11 – управление системой автоматической стабилизации и высоты; В60V 1/12 – управление системой автоматической стабилизации и высоты разделением подушки; В60V 1/14 – движители, управление ими; В60V 1/16 – гибкие ограждения; В60V 1/18 – конструкция корпуса; В60V 3/00 – наземные транспортные средства, суда или летательные аппараты, приспособленные или модифицированные для передвижения на воздушной подушке; В60V 3/02 – наземные транспортные средства, например дорожные; В60V 3/06 – суда.

В результате патентного поиска и последующего отбора в данной области техники были выявлены 36 патентных документов, зарегистрированных на территории РФ в 1992–2012 гг. и наиболее полно соответствующих задаче проводимого исследования (основные данные этих документов приведены в таблице.)

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

Развитие и совершенствование конструкций ТСВП и технологий их изготовления: комбинированное ТСВП высокой проходимости, с частичной разгрузкой колесных или гусеничных пар (патенты на изобретение RU № 2429150, 2426663, 2404898, 2269441, 2245259, 2236963, 2114749; патент на полезную модель RU № 56868), в том числе двухсекционное с трехступенным центральным шарниром для условий Крайнего Севера (патент на изобретение RU № 2345916); большегрузное ТСВП для эксплуатации в регионах российского Крайнего Севера в экологически безопасном исполнении (патент на изобретение RU № 2302354); способ конструирования корпуса – увеличивающий надежность и безопасность судна на воздушной подушке при движении на высоких скоростях (патент на изобретение RU № 219713) и обеспечивающий упрощение конструкции, снижение металлоемкости, повышение технологичности, уменьшение трудоемкости изготовления (патент на изобретение RU № 2191712); расширение функциональности машины за счет модульного исполнения конструкции (патент на полезную модель RU № 88626); повышение эффективности эксплуатации машины путем введения в конструкцию дополнительных конструктивных элементов (патент на изобретение RU № 2328390; патенты на полезную модель RU № 87398, 81464, 63759, 42491).

Совершенствование подсистемы гибкого ограждения амфибийных ТСВП: путем модернизации конструкции и геометрии сегментных конусных элементов ("пальцев") – что обеспечивает: повышение эксплуатационных качеств аппарата на участках с большими наклонами и неровностями опорной поверхности (патент на изобретение RU № 2256567); улучшение устойчивости по тангажу и крену, предотвращение автоколебаний, увеличение долговечности ограждения (патент на изобретение RU № 2256568); за счет повышения технологичности изготовления, сборки и ремонтпригодности гибкого ограждения и съемных конусных элементов (патенты на изобретение RU №№ 2344951, 2255013; заявка на изобретение RU № 2010150630); с воздушной подушкой, разделенной на участки ограждением, отличающимся тем, что наружная поверхность гибкого ограждения выполнена попеременно гофрированной, при этом воздушная подушка выполнена сплошной из упругоэластичного материала, рассеянного поперечными отверстиями, сообщенными с распределительным механизмом (патент на полезную модель RU № 117376); с одно-

Вид и номер охранного документа, дата публикации	Классификационный индекс	Заявитель (патентообладатель). Название изобретения (полезной модели)
Патент на изобретение № 2429150, 20.09.2011	B60V 1/14, B63B 1/04	Скарлато Л.В. КОЛЕСНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ ДЛЯ СУДОВ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на изобретение № 2426663, 20.08.2011	B60V 1/00, B60V 3/02	Мокроусов Р.Н. ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО АБСОЛЮТНОЙ ПРОХОДИМОСТИ
Патент на изобретение № 2399527, 20.09.2010	B60V 1/14	ЗАО "Научно-производственное предприятие "Инкар-М". СПОСОБ ОБЕСПЕЧЕНИЯ УПРАВЛЕНИЯ СУДНОМ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ И СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ СУДНОМ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на изобретение № 2345916, 10.02.2009	B60V 1/00	Мамонтов В.Г. САМОХОДНАЯ АМФИБИЙНАЯ ПЛАТФОРМА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на изобретение № 2344951, 27.01.2009	B60V 1/16	Ягубов М.А. УСТРОЙСТВО ДЛЯ СОЗДАНИЯ ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКИ МАЛОМЕРНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА
Патент на изобретение № 2340489, 10.12.2008	B60V 1/14, B64D 31/06	ФГУП "Центральное морское конструкторское бюро "Алмаз". СИСТЕМА ДИСТАНЦИОННОГО АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ ШАГОМ ВОЗДУШНЫХ ВИНТОВ
Патент на изобретение № 2328390, 10.07.2008	B60V 1/00	Мамонтов В.Г. АМФИБИЙНОЕ ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на изобретение № 2323112, 27.04.2008	B60V 1/14	ООО "Фирма "ЭРИДАН". ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на изобретение № 2302354, 10.07.2007	B60V 3/06	ФГУП "Центральный научно-исследовательский институт им. акад. А.М. Крылова". САМОХОДНАЯ ПЛАТФОРМА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ ДЛЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ В АРКТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ
Патент на изобретение № 2282047, 20.08.2006	F02K 11/00, B63H 11/16, B63B 1/24, B60V 1/14	Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Военно-морская академия имени Адмирала Флота Советского Союза Н.Г. Кузнецова". ВОЗДУШНАЯ РЕАКТИВНАЯ ДВИГАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА
Патент на изобретение № 2269441, 10.02.2006	B60V 1/00, B60V 3/00	Мамонтов В.Г. АМФИБИЙНОЕ ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на изобретение № 2256570, 20.07.2005	B60V 1/16, B60V 1/12, B60V 3/02	ЗАО "Вентиляторный завод "КОМВЕН", ФГУП "Центральный аэрогидродинамический институт им. профессора Н.Е. Жуковского", Долгополов А.А. и др. АППАРАТ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на изобретение № 2256569, 20.07.2005	B60V 1/16, B60V 1/12, B60V 3/02	ЗАО "Вентиляторный завод "КОМВЕН", ФГУП "Центральный аэрогидродинамический институт им. профессора Н.Е. Жуковского", Долгополов А.А. и др. АППАРАТ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ (ВАРИАНТЫ)
Патент на изобретение № 2256568, 20.07.2005	B60V 1/16, B60V 3/02	ЗАО "Вентиляторный завод "КОМВЕН", ФГУП "Центральный аэрогидродинамический институт им. профессора Н.Е. Жуковского", Долгополов А.А. и др. АППАРАТ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ И ГИБКОЕ ОГРАЖДЕНИЕ ДЛЯ НЕГО
Патент на изобретение № 2256567, 20.07.2005	B60V 1/16, B60V 3/02	ЗАО "Вентиляторный завод "КОМВЕН", ФГУП "Центральный аэрогидродинамический институт им. профессора Н.Е. Жуковского", Долгополов А.А. и др. АППАРАТ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ ПОВЫШЕННОЙ ПРОХОДИМОСТИ
Патент на изобретение № 2255013, 27.06.2005	B60V 1/16	ОАО "Ярославрезинотехника". ГИБКОЕ ОГРАЖДЕНИЕ СУДНА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на изобретение № 2245259, 27.01.2005	B60F 3/00, B60V 1/14	Сергеев А.И., Шарипов В.М. ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО
Патент на изобретение № 2236963, 27.09.2004	B60V 1/00, B60V 3/00	Дмитриев В.Ф. АВТОМОБИЛЬ-ВЕЗДЕХОД НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ (АВТОПЛАН "СТРИЖ")
Патент на изобретение № 2191713, 27.10.2002	B60V 1/18, B60V 3/06	ФГУП "Центральное морское конструкторское бюро "Алмаз". СУДНО НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на изобретение № 2191712, 27.10.2002	B60V 1/18, B60V 3/06	ФГУП "Центральное морское конструкторское бюро "Алмаз". КОРПУС СУДНА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на изобретение № 2184664, 10.07.2002	B60V 1/14, B64D 31/06	ФГУП "Центральное морское конструкторское бюро "Алмаз". СИСТЕМА ДИСТАНЦИОННОГО АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ ШАГОМ ВОЗДУШНЫХ ВИНТОВ
Патент на изобретение № 2114749, 10.07.1998	B60V 1/14, B60V 3/02	Конущин В.М. ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ

Вид и номер охранного документа, дата публикации	Классификационный индекс	Заявитель (патентообладатель). Название изобретения (полезной модели)
Патент на полезную модель № 117376, 27.06.2012	B60V 1/12, B60V 1/16	Медведев В.В., Самойлов Д.В. ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на полезную модель № 105240, 10.06.2011	B60V 1/14	ООО "Экранопланостроительное объединение "ОРИОН". УСТРОЙСТВО ПОВОРОТА БАЛКИ С ПОДДУВНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА
Патент на полезную модель № 88626, 20.11.2009	B60V 1/18	Плева П.В. СУДНО НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на полезную модель № 88625, 20.11.2009	B60V 1/14	Плева П.В. УСТРОЙСТВО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ СУДНА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ И ПРИВОДНОЙ МЕХАНИЗМ ТЯГ ДЛЯ НЕГО
Патент на полезную модель № 87398, 10.10.2009	B60V 3/06	ООО «Высокотехнологические разработки». СУДНО НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на полезную модель № 87128, 27.09.2009	B60V 1/16	Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Омский государственный технический университет". АМФИБИЙНОЕ СУДНО НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на полезную модель № 81464, 20.03.2009	B60V 1/18	Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Омский государственный технический университет". СУДНО НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на полезную модель № 69816, 10.01.2008	B60V 1/14	ОАО "Синтез-Кировец" – дочернее общество ОАО "Кировский завод". УСТРОЙСТВО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ СУДНА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на полезную модель № 63759, 10.06.2007	B60V 1/00, B60V 3/00	Ягубов М.А. АЭРОДЖИП
Патент на полезную модель № 56868, 27.09.2006	B60V 3/00	Храмцов С.Ф. АВТОМОБИЛЬ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Патент на полезную модель № 42491, 10.12.2004	B60V 1/12, B60V 1/15	Долгополов А.А., Ташкаев В.И., Мерзликин Ю.Ю. и др. АППАРАТ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Заявка на изобретение № 2010150630, 20.06.2012	B60V 1/00	Ягубов М.А. УСТРОЙСТВО ДЛЯ СОЗДАНИЯ ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКИ МАЛОМЕРНОГО АМФИБИЙНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА
Заявка на изобретение № 2010118578, 20.11.2011	B60V 1/00	Баша М.А. АМФИБИЙНОЕ СУДНО НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
Заявка на изобретение № 2009142910, 27.05.2011	B60V 1/00	Кузнецов В.И., Артёмова А.Б. СПОСОБ СОЗДАНИЯ ПУТЕВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ СУДНА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ

ярусным ресивером, снабженным системой электрических регулируемых клапанов, обеспечивающих возможность использования судна на различных подстилающих поверхностях и различных рельефах местности – в зависимости от установленного режима подачи воздуха в ресиверный канал и подкупольное пространство (заявка на изобретение RU № 2010118578).

Развитие конструкций двигателей ТСВП, их элементов и систем управления: система дистанционного автоматизированного управления шагом воздушных винтов – повышает надежность и динамичность управления в условиях резких изменений температуры окружающего воздуха на переднем и заднем ходу (патенты на изобретение RU № 2340489, 2184664); усовершенствование нагнетательных установок, обеспечивающее повышение управляемости и безопасности движения машины на поворотах (патент на изобретение RU № 2323112); применение в качестве основного движителя воздушного реактивного двигателя, как более эффективного и экономичного (патент на изобретение RU № 2282047); устройство поворота пилона с поддувными двигателями (патент на полезную модель RU № 105240).

Улучшение динамической стабилизации ТСВП в процессе эксплуатации при действии внешних дестабилизирующих факторов окружающей среды: за счет применения системы демпфирования колебаний по высоте и автоматического управления угловыми колебаниями корпуса машины (патент на изобретение RU № 2256570); применением системы автоматического управления колебаниями по углам крена и дифферента (патент на изобретение RU № 2256569); способ создания путевой устойчивости за счет дополнительных конструктивных мер (патент на полезную модель RU № 87128; заявка на изобретение RU № 2009142910).

Совершенствование системы управления ТСВП: способ и система управления – обеспечивает упрощение управления машиной (патент на изобретение RU № 2399527); устройство рулевого управления движением судна на воздушной подушке (патенты на полезную модель RU № 88625, 69816).

Наибольшая изобретательская активность в РФ за последние 20 лет среди крупных промышленных компаний в рассматриваемой области техники характерна для тандема ФГУП "Центральный аэрогидродинамический институт имени профессора Н.Е. Жуковского" и ЗАО "Вентиляторный завод "КОМВЕН". Сотрудниками этих организаций запатентован ряд технических решений, касающихся вопросов совершенствования гибких ограждений для амфибийных ТСВП и разработки для них систем автоматического управления приводами питающих воздушных нагнетателей, за счет чего обеспечивается улучшение динамической стабилизации, управляемости, рост безопасности и эффективности применения таких машин в процессе эксплуатации.

Также до настоящего времени в данной области техники сохраняется весьма заметное присутствие известного крупного российского разработчика ТСВП военного назначения – ФГУП "Центральное морское конструкторское бюро "Алмаз". Запатентованные сотрудниками этой организации инженерные решения относятся к вопросам эффективного конструирования корпусов крупных ТСВП и созданию систем автоматизированного управления для бортовых нагнетательных установок, повышающих управляемость, надежность и безопасность машин при эксплуатации в различных погодных условиях.

Кроме того, в процессе патентных исследований выявлена активность в данной области техники следующих организаций: ФГУП "Центральный научно-исследовательский институт имени академика А.М. Крылова"; Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Омский государственный технический университет"; Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Военно-морская академия имени Адмирала Флота Советского Союза Н.Г. Кузнецова"; ОАО "Синтез-Кировец"; ОАО "Ярославрезинотехника"; ЗАО "Научно-производственное предприятие "ИНКАР-М"; ООО "Высокотехнологические разработки"; ООО "Фирма "ЭРИДАН"; ООО "Экранопланостроительное объединение "ОРИОН".

В процессе отбора действующих в настоящее время на территории РФ патентных документов было обнаружено большое число ранее запатентованных технических решений, в дальнейшем их патентообладателями не поддерживаемых. Также был выявлен факт полного отсутствия патентной активности на территории РФ в данной области техники со стороны каких-либо иностранных заявителей и патентообладателей.

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

По мнению отечественных специалистов, сегодня считается перспективным применение крупных и средних амфибийных ТСВП в районах Крайнего Севера и Арктики для комплексного

решения в этих регионах разноплановых транспортных задач в многочисленных военных и гражданских областях.

Литература

1. Evaluation of Hovercraft for Dispersant Application: Environmental Studies Research Funds Report. Ottawa: DF Dickins Associates Ltd., S.L. Ross Environmental Research Limited and Seakem Oceanography Ltd., No. 095, 1988.
2. Knuth M., Ryerson C., Shoop S. Air Cushion Vehicles in the Arctic: ERDC Report. Hanover: Cold Regions Research and Engineering Laboratory, 2012. Laboratory, 2012.
3. Абрамовский В.А., Пивоваров Н.И., Цымяков Д.Е., Шляхтенко А.В. Перспективы использования амфибийных судов на воздушной подушке для решения транспортных задач в районах Крайнего Севера // Морской вестник. 2009. № 1. С. 22–27.
4. МПК-8: Международная патентная классификация (8-я редакция). 2006. URL: http://www1.fips.ru/wps/portal/IPC/IPC8_XML/ (дата обращения: 04.03.2013).
5. ФИПС: Федеральное государственное бюджетное учреждение РФ "Федеральный институт промышленной собственности". URL: http://www1.fips.ru/wps/wcm/connect/content_ru/ru/inform_resource/s/inform_retrieval_system/ (дата обращения: 04.03.2013).
6. Шляхтенко А.В., Цымяков Д.Е. Сила воздуха // ОСК. Строим флот сильной страны. 2011. № 4(8). С. 32–37.
7. Куйбида А. Россия покорит Арктику на судах с воздушной подушкой // Известия: ежен. интернет-изд. 20 февраля 2012. URL: <http://izvestia.ru/news/516086> (дата обращения: 21.03.2013).

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Козловский В.Н., Строганов В.И., Клейменов С.И. — Модели аналитических исследований качества и надежности легковых автомобилей в эксплуатации	1
АСМ-факты	6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Пожидаев С.П. — Экспресс-оценка динамических свойств автомобилей	8
Назаров А.Д. — Для точного определения монтажных зазоров между гильзой цилиндра и головкой поршня ДВС	9
Аджиманбетов С.Б., Гутиев Э.К. — Моделирование двухэтапного электростартерного пуска ДВС	12
Бендерский Б.Я., Петров Р.А. — Процессы вентиляции салона автобуса	15
Фасхиев Х.А., Карелин Д.Л. — Адаптивная гидронепневматическая опора силового агрегата АТС	17
Сергиенко А.Н., Медведев Н.Г., Любарский Б.Г. — Имитационное моделирование автомобиля с асинхронным электродвигателем последовательно-параллельного привода гибридной силовой установки	20

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Батыгин Ю.В., Гнатов А.В., Трунова И.С., Шиндерук С.А. — Согласующее устройство для бесконтактного устранения вмятин кузовных деталей автомобиля	24
--	----

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Носков А.С., Королев А.В. — Ультразвуковая технология нанесения твердой графитовой смазки на поверхность дорожки качения подшипников	26
Буренин В.В., Баловнев Н.П., Иванова Е.С. — Новые конструкции фильтров-пылегазоуловителей для предприятий автомобильной промышленности	28
Щербаков В.И., Чуканин Ю.П. — Композит — материал, повышающий нагрузочную способность и энергоемкость упругого элемента подвески АТС	32

ИНФОРМАЦИЯ

Дубин А.Е., Нестеров В.Е. — Амфибийные транспортные средства на воздушной подушке для Арктики: комплексный анализ патентной активности в США за период 1992–2012 гг.	37
--	----

Главный редактор Н.А. ПУГИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин, С.В. Бахмутов, О.И. Гируцкий, В.И. Гладков, М.А. Григорьев, А.С. Ковригин, Р.В. Козырев, С.М. Круглов, Ю.А. Купеев, Г.И. Мамити, В.А. Марков, А.В. Николаенко, Э.Н. Никульников, В.И. Пашков, В.А. Сеин, Н.Т. Сорочкин, А.И. Титков, В.Н. Филимонов

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Технический редактор *Жиркина С.А.*

Корректоры: *Сажина Л.И., Солюшнина Л.Е.*

Сдано в набор 02.07.2013. Подписано в печать 19.08.2013.

Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.

Отпечатано в ООО "Белый ветер".

115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

ООО "Издательство Машиностроение"

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Телефоны: (915) 412-52-56, (499) 269-54-98

E-mail: avtoprom@aport.ru, avtoprom@mashin.ru

www.mashin.ru www.avtomashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПН № 77-7184

Цена свободная.

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.