УДК 656.13

КРАВЧЕНКО А. П., д. т. н., проф., БОЖЕНКО Д. В., асс., маг., Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля; КУЗНЕЦОВ А. В., Консалтинговая Группа «Пентагон»

РОЛЬ ИНФОРМАЦИОННЫХ ПОТОКОВ В ТРАНСПОРТНО-ЛОГИСТИЧЕСКИХ ЦЕПЯХ

Предложены для практического внедрения инновационные технологии, улучшающие качество взаимодействия между участниками цепи поставок.

Постановка проблемы

Из определения логистики как науки «о материальных и сопутствующих им потоках» следует, что сопутствующие (вспомогательные) потоки являются неотъемлемой и составной частью логистики [1]. Осознавая важность информационной составляющей, при организации транспортирования грузов многие пытаются найти её взаимосвязь с материальными затратами на перевозку. Исследования последних лет в этой области указывают на наличие прямой зависимости между эффективностью работы сопутствующих информационных подсистем и общей, в первую очередь экономической, эффективностью перевозки. Всегда ли специалисты логистики находят время для работы над сопутствующими потоками?

Цель статьи

В работе предпринята попытка раскрыть понятие «сопутствующих потоков» как составной части логистики. Показать возможности, важность и экономическую целесообразность управления сопутствующими потоками в контексте логистики, а также выразить зависимость общих расходов на логистику от качества управления сопутствующими потоками.

Основная часть

Максимально полный перечень потоков, сопутствующих материальным, достаточно непросто составить. Во многом это зависит от того, что именно представляет собой единица материального (основного) потока. Однако, с полным основанием можно утверждать, что в большинстве случаев нам не обойтись без таких подсистем как:

– поток информации, необходимой для поддержания и управления материальным потоком;

– поток документов, обязательно сопровождающих единицу материального потока.

Учитывая интенсивное развитие транспортно-экспедиционных предприятий различных форм собственности и занятых в переработке отличных по объёмам заказов на перевозку, рассмотрим общий случай организации работ по управлению двумя рассматриваемыми сопутствующими потоками на примере работы логистической цепи, где одним из звеньев выступает предприятие грузового автомобильного транспорта (в дальнейшем Перевозчик).

Предположим, что стандартная логистическая цепь в упрощённом виде представлена четырьмя основными элементами (рис. 1). Предположим также, что бремя доставки товара потребителю несет производитель, т. е. по условиям контракта именно он обязан организовать доставку упаковки на склад потребителя. Кто и зачем в таком случае должен управлять потоком информации, сопутствующим перемещению упаковки? Для ответа на этот и ряд других вопросов рассмотрим более подробно какая информация интересует каждого из участников процесса по перемещению груза.

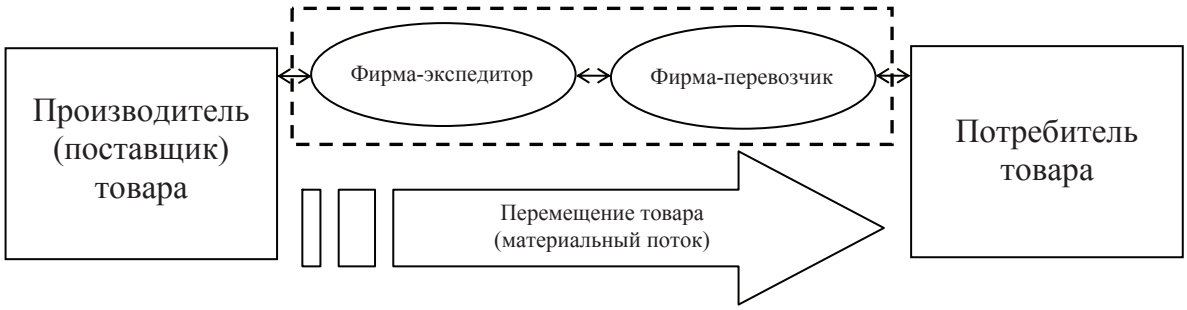


Рис. 1. Схема простейшей логистической цепи

Проанализировав ряд случаев по организации доставки грузов предлагается следующее распределение информационных потоков между всеми субъектами цепи:

А. Потребитель упаковки:

– точная дата и время поступления очередной партии товара (А1);

– точное время с момента размещения им заказа у производителя товара до момента получения нужной партии на склад (А2);

– величина транспортных расходов, которые закладываются производителем в стоимость товара (как организатором доставки) для сравнения этой величины с рыночными ценами на транспортировку (А3);

– точный ассортимент и количество товара в каждой партии (А4).

Б. Перевозчик:

– время прибытия под погрузку (Б1);

– время доставки на склад потребителя (Б2);

– диспетчеру АТП важно знать, когда именно (дата и время) будет завершена операция разгрузки транспортного средства (ТС) (Б3);

– перечень документов которые должен получить (потребовать) водитель после выгрузки на складе потребителя упаковки (Б4);

– диспетчеру АТП необходимо, знать какие имеются варианты дальнейшего использования ТС после доставки им товара на склад потребителя;

– диспетчеру АТП важно знать, где именно находится ТС с товаром в текущий момент времени (Б5);

– руководству АТП важно знать точную дату, когда фирма-перевозчик получит на свой р/счёт оплату за выполненный рейс (Б6);

– бухгалтеру АТП необходимо знать вес перевозимого груза, чтобы правильно определить расход топлива для его учета и списания (Б7);

– руководству ряда АТП важно знать о результатах работы по транспортировке с тем, чтобы работать над устранением брака (Б8);

– водителю ТС необходимо знать об особенностях предстоящего рейса (способ погрузки, запрета на перевозку пассажиров в кабине, запрета на курение на территориях производителя и потребителя, обязанности водителя перемещать груз по кузову ТС (Б9).

В. Фирма-экспедитор:

– результаты работы по обслуживанию заказов производителя для устранения брака в работе (В1);

– время готовности партии товара к отправке (В2);

– прогнозы по отправке товара в адрес данного потребителя (В3);

– местоположение ТС с товаром в текущий момент времени (В4);

– дата и время завершения операции выгрузки товара из ТС (В5).

Г. Производитель товара:

– прогноз по приобретению потребителем товара в ближайший месяц, неделю, (Г1);

– уверенность в том, что ТС будет подано под погрузку точно в назначенное время;

– информация о любых препятствиях, возникших у фирмы-экспедитора при исполнении заказа на доставку до склада потребителя, а также о действиях, предпринятых фирмой-экспедитором с целью скорейшего завершения доставки (Г2);

– информация о партии товара успешно доставленной на склад потребителя в установленный срок (Г3).

Рассмотренные необходимые и важные для участников логистической цепи потоки информации схематично представлены на рис. 2, из которого видно, что наиболее мощным информационным центром выступает фирма-экспедитор. Именно это звено логистической цепи и призвано обеспечить всех участников необходимой и полезной информацией. Таким образом, именно экспедитор заинтересован в определении важности конкретного сопутствующего потока и его экономической оценке.

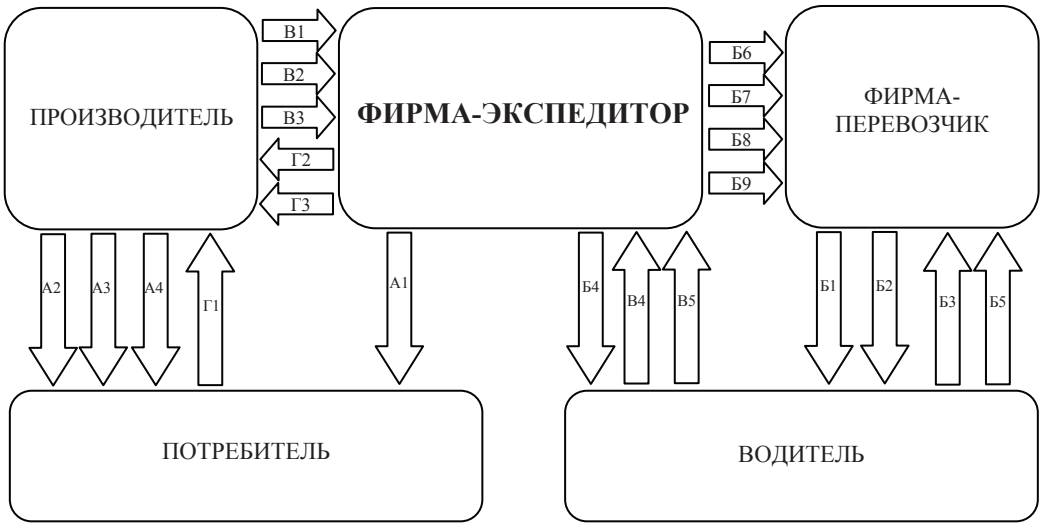


Рис. 2. Информационные потоки в логистической цепи

Управление потоком информации означает поддержание или изменение характеристик такого потока. Характеристиками потока информации можно считать: направление потока информации, скорость потока, величина (размер) потока информации, содержание потока, тип носителя информации [2]. В таком случае информационные потоки в зависимости от их перераспределения и взаимодействия между собой могут оказывать существенное влияние на эффективность каждой конкретной перевозки и работу транспортных предприятий в целом. В качестве примера смоделируем следующую ситуацию.

Предположим, что поток А1 прекратил существование. Тогда точная дата и время поступления очередной партии товара остается неизвестной для потребителя. Это означает, что никто из должностных лиц потребителя (включая складских работников) не может ответить на вопрос, когда же прибудет очередная партия. Следствием такого неведения становится:

– возникновение очередей транспортных средств с товаром, точного времени прибытия которых никто не знал и не был готов к приему товара;

– внеурочная работа персонала склада потребителя;

– вынужденные простои ТС в ожидании выгрузки;

– излишний запас товара, хранящийся на складе потребителя.

Перечисленные обстоятельства могут быть выражены уже вполне определёнными затратами для каждого звена логистической цепи. При этом уровень сложности этой цепи влечёт за собой и рост расходов по каждой из затратных статей. По этой методике, в первую очередь, можно подсчитать потери Перевозчика от простоев в ожидании выгрузки. Для определения цены 1 часа простоя автопоезда (РЕНО-МАГНУМ АЕ 440 + полуприцеп SCHMIZ), необходимо разделить суммарные месячные затраты на количество рабочих часов в календарном месяце.

Специалистами Консалтинговой Группы Пентагон было установлено, что среднее количество рейсов, выполняемых одним ТС по Украине составляет 12 рейсов в месяц. В среднем на операцию выгрузки товара из транспортного средства уходит 32 минуты (исследование проводилось в апреле 2009 года). Вместе с тем, общее среднее время, которое затрачивается на простой на складе потребителя товара составляет 4,0 часа. Таким образом, для не крупного Перевозчика, чей автопарк насчитывает 12 транспортных средств, месячные потери от простоев в ожидании выгрузки составят 40 259,52 грн.

Однако ошибочно было бы утверждать, что в данной ситуации проигрывает лишь Перевозчик. Абсолютно естественно, что указанные потери компенсируются Перевозчиком через стоимость собственных услуг [3]. Следовательно, производитель платит за доставку больше, чем мог бы платить, а потребитель товара платит за него больше, чем мог бы при других условиях. И наоборот, Перевозчик мог бы снизить цену на свои услуги при условии качественного управления информационным потоком А1. Следовательно, производитель мог бы снизить цену, что в свою очередь снизит рыночную стоимость конечного продукта при неизменном уровне доходов каждого из участников логистической цепи.

Управление данным потоком может осуществляться по средствам электронной почты и SMS, которые автоматически генерирует программа «1с» и отправляет несколько раз в сутки по электронному адресу потребителя товара, сообщая ему о том, на каком этапе находится доставка.

Информационный поток группы Б также имеет важное значение. Обеспечивая своевременность связи экспедитора, Перевозчика и непосредственно водителя ТС данный поток позволяет предотвратить значительные затраты на всех этапах перевозки (рис. 3).

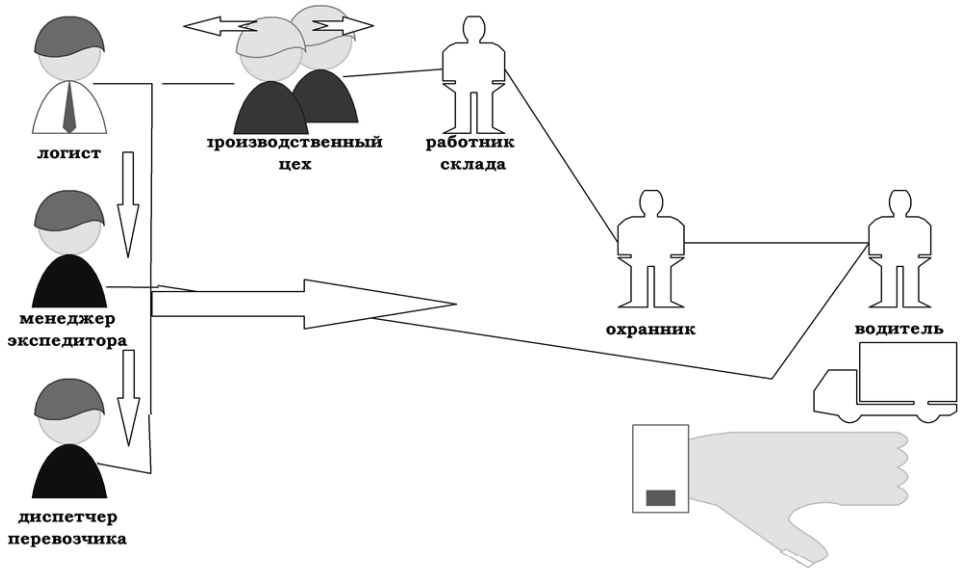


Рис. 3. Схема функционирования информационного потока группы Б

Данный поток берёт своё начало от производственного плана. Этот план постоянно корректируется соответствующим специалистом производственного цеха. Корректировки отображаются в соответствующем разделе программы, установленной и поддерживаемой на предприятии-

производителе (например, «1с»). Логист предприятия имеет доступ к этому разделу программы и, находясь на своем рабочем месте, может видеть реальное время готовности заказа (партии) к отправке. На этом участке информационный поток представляет собой электронный обмен данными посредством локальной компьютерной сети с многократной корректировкой за определённый период.

На участке между логистом производителя и менеджером экспедитора информационный поток обеспечивается телефонной связью или e-mail. Логист не имеет достаточно свободного времени для того, чтобы делать такое количество звонков ежедневно каждому из транспортных операторов, обслуживающих производителя, поэтому менеджер экспедитора вынужден опираться на устаревшую, утратившую актуальность информацию. Такая искаженная информация может поступать по цепочке и к диспетчеру АТП и к водителю. В итоге это приведёт к таким негативным последствиям:

– несвоевременная подача транспорта под погрузку;
– повышение напряжённости работы логистов;
– переполнение склада готовой продукции производителя;
– значительные простои ТС в ожидании погрузки (см. поток А1);
– нарушение режима работы водителей из-за вынужденных простоев.

В результате будет нарушаться ритмичность работы склада готовой продукции, на складе возникает очередь из товара, подлежащего отправке потребителю.

Различные характеристики информационного потока Б1 могут быть оперативно изменены, что позволит значительно уменьшить риск наступления указанных событий. Решить данную задачу можно изменением группировки связей функциональной схемы потока группы Б (рис. 4).

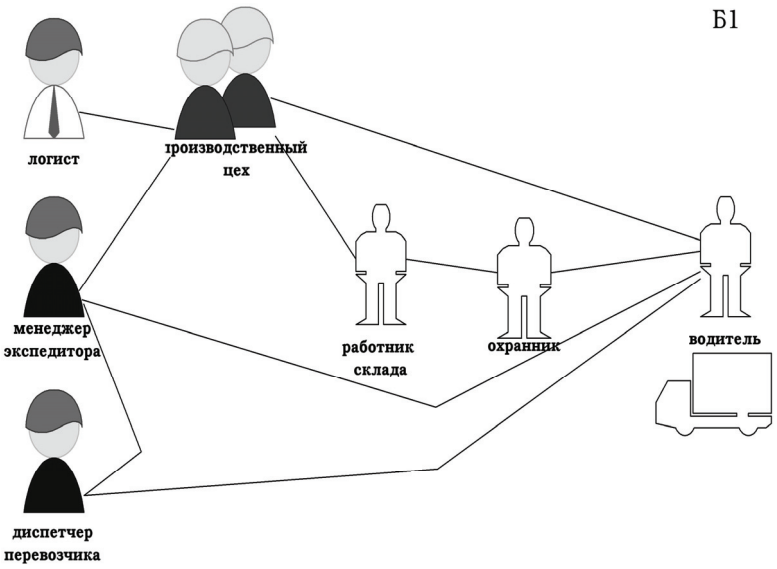


Рис. 4. Перераспределение информационных связей в потоке группы Б

Через создание транспортного портала в программе «1с» обеспечен доступ в режиме реального времени менеджеру экспедитора к информации о готовности партии товара к отправке. Используя доступ к транспортному порталу «1с», менеджер экспедитора вводит в программу собственноручно необходимые сведения, а SMS-сервер (который соединен с «1с») позволяет автоматически отправлять на мобильный телефон водителя любую необходимую информацию без задержек. Такое решение повышает качество всей логистической цепи и снижает расходы для каждого из участников транспортного процесса.

Выводы

В рассмотренном примере нет ни одного участника логистичсекой цепи, которому было бы не выгодным качественное управление сопутствующим (информационным) потоком. Дальнейшей задачей можно считать внедрение в процессы доставки существующих методов использования информационных потоков и управления ими, а также, с целью повышения эффективности процесса перевозки, перераспределение сложившихся информационных связей в зависимости от конкретных условий.

Список литературы

1. Доля В.К. Логистика в сфере познания // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. Науковий журнал.— Донецьк: ПП «Молнія», 2009.— № 1.— С. 87–92.

2. Джеффри Лайкер. ДАО TOYOTA.— М.: Альпина Бизнес Букс, 2007.— 384 с.

3. Закон Украины «О транспортно-экспедиторской деятельности» от 01.07.2004 г.

Анотація. *Запропоновані для практичного впровадження інноваційні технології, що покращують якість взаємодії між учасниками ланцюга постачання.*

Abstract. *Innovative technologies, making better quality of co-operation between the participants of chain of deliveries, are offered for practical introduction.*

Стаття надійшла до редакції 14.07.2009 р.

УДК 656.02

КАШКАНОВ А. А., к. т. н., доцент, Вінницький національний технічний університет; ВАРЧУК В. В., асистент, Вінницький національний технічний університет; ЗЕЛІНСЬКИЙ В. Й., асистент, Вінницький національний технічний університет; СЕВОСТЬЯНОВ С. М., асистент, Вінницький національний технічний університет

АНАЛІЗ ВИТРАТ ОПЕРАЦІЙНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ ПАСАЖИРСЬКОГО АТП З УРАХУВАННЯМ ЗМІНИ ЇХ СТРУКТУРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Проведено дослідження по розробці питань аналізу витрат операційної діяльності пасажирського автотранспортного підприємства (АТП) у Вінницькому регіоні. Запропоновано використовувати результати дослідження змін структурних елементів витрат операційної діяльності АТП для формування базових засад маркетингового стратегічного планування його діяльності та забезпечення ефективного ведення цілеспрямованої конкурентної боротьби на ринку транспортних послуг.

Вступ

Для ефективного ведення цілеспрямованої конкурентної боротьби на ринку транспортних послуг кожному перевізнику необхідне проведення глибокого аналізу поточних витрат, які безпосередньо пов'язані з підготовкою та здійсненням процесу перевезень, а також виконанням робіт і послуг, що забезпечують перевезення. Такий аналіз дає змогу своєчасно, повно і достовірно визначати фактичні витрати на виконання транспортних послуг, розраховувати фактичну собівартість окремих видів перевезень, здійснювати контроль за використанням матеріальних, трудових і фінансових ресурсів підприємства.

Аналіз діючого переліку та вимог до документального оформлення фінансових результатів діяльності суб'єктів господарювання [1, 2], показує, що теоретичні основи формування витрат операційної діяльності на транспорті базуються на ряді методологічних принципів, однак вибір переліку та складу статей калькуляції залишається за підприємством [3]. Оптимізація діяльності підприємства на основі маркетингового стратегічного планування значною мірою залежить від повноти і достовірності інформації про його фактичний стан та застосовуваних методів аналізу результативності виробничих процесів. У зв'язку з цим, використання методів, які враховують зміни структурних елементів, можна вважати найбільш перспективним [4, 5].

Мета та постановка завдань досліджень

Метою даної роботи є виявлення можливості формування базових засад для маркетингового стратегічного планування діяльності автотранспортного підприємства та забезпечення ефективного ведення цілеспрямованої конкурентної боротьби на ринку транспортних послуг на основі аналізу витрат на транспортні послуги.

Об`єктом дослідження обрано одне з автотранспортних підприємств Вінницької області, яке працює на ринку транспортних послуг з перевезення пасажирів.

Інформативною базою для аналізу слугують результати маркетингового дослідження, проведеного авторським колективом, форми №2 Додатку до Положення (стандарту) бухгалтерського обліку 3 «Звіт про фінансові результати» в 2007–2008 роках і форми №2-тр (річні) «Звіт про роботу автотранспорту» за 2007–2008 роки.

Розробка питань аналізу витрат операційної діяльності пасажирського АТП

Досліджуване автотранспортне підприємство займається діяльністю з перевезення пасажирів автомобільним транспортом загального користування в таких сегментах ринку: міське, приміське та міжміське сполучення, а також надає соціально значущі послуги, перевозячи пасажирів автобусними маршрутами за визначеними уповноваженими органами тарифами та на пільгових умовах відповідно до законодавства. Дані про обсяги транспортної роботи, виконаної автотранспортними засобами підприємства в окремих сегментах за останні два роки (2007-му — базисному і 2008-му — звітному), наведені на рис. 1.

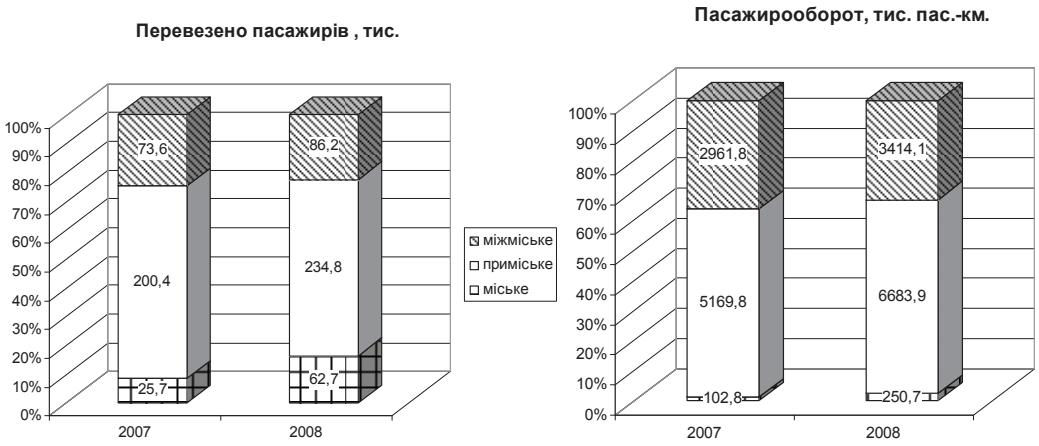


Рис. 1. Групування пасажирських перевезень автобусами за видами сполучень в 2007 та 2008 році

Аналізуючи наведені вище дані, можемо прийти до висновку, що загальна кількість перевезених пасажирів збільшилась на 28,02% (в тому числі платних — на 34,82%, безплатних — на 5,96%), а пасажирообіг — на 25,68%.

Результуючи техніко-експлуатаційні показники роботи рухомого складу при виконанні перевезень за відповідні періоди наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Робота і використання рухомого складу

Найменування показника	2007 р.	2008 р.
1. Наявність автотранспорту, одиниць	34	34
2. Автомобіле-дні перебування в господарстві, тис.	12,41	12,41
3. Автомобіле-дні в роботі, тис.	6,1	8,8
4. Час в наряді, тис. год.	60,6	38,9
5. Загальний пробіг, тис. км	949,2	1136,2
6. Пробіг з пасажирами платний, тис. км	884,7	1058,8
7. Виробіток на 1 км пробігу, пас. км	8,742	9,164

З табл. 1 видно, що при незмінній кількості маршрутних автобусів збільшився платний пробіг з пасажирами на 19,68% і виробіток на один кілометр пробігу на 4,83%.

Витрати звичайної діяльності підприємства складаються з витрат операційної діяльності, фінансових витрат (погашення кредитів, фінансова оренда тощо) та інших витрат звичайної діяльності, не пов'язаних безпосередньо з перевезеннями. З метою правильної організації планування, обліку і аналізу витрати на перевезення класифікуються за різними ознаками. Якщо виконати групування витрат операційної діяльності підприємства у відповідності з їх економічним змістом [3], то аналітичну суму витрат на перевезення пасажирів можна визначити за такою формулою:

$$C_P = C_{MZ} + CB_{VOP} + C_{VSZ} + C_{AM} + C_{INSH}, \quad (1)$$

де C_{MZ} — матеріальні затрати, грн.; C_{VOP} — витрати на оплату праці, грн.; C_{VSZ} — відрахування на соціальні заходи, грн.; C_{AM} — амортизація, грн.; C_{INSH} — інші операційні витрати, грн.

Фактичні числові значення складових елементів (статей) витрат та їх сума за базисний і звітний роки наведені в порівняльній табл. 2.

Таблиця 2

Витрати на експлуатацію рухомого складу

Статті експлуатаційних витрат, тис. грн.	2007 р.	2008 р.
Матеріальні затрати	469,3	640,2
Витрати на оплату праці	254,7	279,2
Відрахування на соціальні заходи	80,1	92,5
Амортизація	96,9	76,2
Інші операційні витрати	196,4	270,4
Загальна сума експлуатаційних витрат	1097,4	1358,5

На основі даних таблиці 4 можна оцінити абсолютне відхилення ΔC_i та індекс зміни I_{C_i} витрат за формулами [4]:

$$\Delta C_i = C_i' - C_i, \quad (2)$$

$$I_{C_i} = C_i' / C_i, \quad (3)$$

де C_i, C_i' — значення і-ої статті витрат відповідно у базисному і звітному роках.

Результати виконаних розрахунків наведені в табл. 3.

Таблиця 3

Зміна витрат на експлуатацію рухомого складу за 2007–2008 роки

Статті експлуатаційних витрат	Абсолютне відхилення, тис. грн.	Індекс зміни
Матеріальні затрати	170,9	1,364
Витрати на оплату праці	24,5	1,096
Відрахування на соціальні заходи	12,4	1,154
Амортизація	–20,7	0,786
Інші операційні витрати	74,0	1,377
Загальна сума експлуатаційних витрат	261,1	1,238

Аналізуючи результати виконаних розрахунків і дані табл. 3, можна зробити такі висновки про зміну по статтях витрат у 2008 році в порівнянні з 2007:

– матеріальні витрати збільшились на 36,4%;
– витрати на оплату праці збільшились на 9,6%;
– відрахування на соціальні заходи збільшились на 15,4%;
– витрати на амортизацію рухомого складу зменшились на 21,4%;
– інші операційні витрати збільшились на 37,7%;
– загальна сума витрат збільшилась на 23,8%.

Вплив відхилень по статтях витрат на загальну суму витрат визначається за формулою для розрахунку впливу структурних змін [4, 5]:

$$\Delta C_{C_i} = \sum_{i=1}^{m} \frac{CH_{C_i}}{100} \cdot (I_{C_i} - 100), \qquad (4)$$

де ΔC_{C_i} - зміна загальної суми витрат за рахунок зміни i-ої статті витрат, %; m — кількість статей витрат; CH_{C_i} - частка i-ої статті витрат у загальній сумі витрат в базисному році, %; I_{C_i} — індекс зміни витрат i-ої статті в звітному році, %.

Користуючись прийомом процентних співвідношень, визначимо частку кожної статті витрат у загальній їх сумі. Результати розрахунків подамо в табл. 4.

Виконані розрахунки (див. табл. 4) показують, що збільшення матеріальних витрат призвело до збільшення загальної суми витрат на 15,56%; збільшення витрат на оплату праці — на 2,23%; збільшення відрахувань на соціальні заходи — на 1,12%, збільшення інших операційних витрат — на 6,74%. Зменшилась величина амортизаційних відрахувань, що сприяло зниженню загальної суми витрат на 1,89%.

Таблиця 4

Витрати на транспортні послуги та їх структурні відхилення, %

Статті експлуатаційних витрат	2007 р.	2008 р.	Величина структурного відхилення
Матеріальні затрати	42,76	47,13	15,56
Витрати на оплату праці	23,22	20,55	2,23
Відрахування на соціальні заходи	7,29	6,81	1,12
Амортизація	8,84	5,61	–1,89
Інші операційні витрати	17,89	19,90	6,74
	100	100	

Результати аналізу суми витрат на експлуатацію рухомого складу характеризують не тільки величину економії або перевитрати матеріалів та грошових коштів, але й дозволяє виявити конкретні причини, які призвели до таких результатів. В даному випадку збільшення матеріальних витрат відбулось частково за рахунок збільшення загального і платного пробігів на 19,7% (табл. 3), а частково — через підвищення цін на паливно-мастильні матеріали. Збільшення витрат на оплату праці і відрахувань на соціальні заходи пояснюється законодавчим збільшенням мінімального рівня заробітної плати. Амортизаційні відрахування зменшились через старіння і значний знос наявного рухомого складу і виробничо-технічної бази.

Додаткової уваги потребує аналіз впливу обсягів транспортної роботи на загальну суму витрат. Як свідчать дані табл. 1–3, пасажирообіг автобусів збільшився на 25,68%, а виробіток на один кілометр пробігу — на 4,83%. Це зумовило зменшення аналітичної собівартості одного пасажиро-кілометра на 1,53%. Таке співвідношення собівартості в базисному і звітному періодах характеризує ступінь виконання підприємством прогресивних норм і мобілізації внутрішніх резервів. Отже, збільшення загальної суми експлуатаційних витрат є виправданим.

Висновки

Практична цінність роботи полягає в тому, що проведені дослідження з розробки питань аналізу операційних витрат показали можливість використання їх результатів для маркетингового стратегічного планування діяльності підприємства з метою підвищення ефективності його роботи. Впровадження виконаних розрахунків здатне позитивно вплинути як на підвищення обсягів надання транспортних послуг з перевезення пасажирів, так і на закріплення іміджу підприємства.

Список літератури

1. Положення (Стандарт) бухгалтерського обліку №3 «Звіт про фінансові результати» затверджене наказом Міністерства фінансів України від 27.04.2000р. №92.

2. Положення (Стандарт) бухгалтерського обліку №16 «Витрати» затверджене наказом Міністерства фінансів України від 27.04.2000р. №92.

3. Методичні рекомендації з формування собівартості перевезень (робіт, послуг) на транспорті, затверджені наказом Міністерства транспорту України від 05.02.2001р. №65.

4. Аксенова З.И. Анализ производственно-хозяйственной деятельности автотранспортных предприятий [Учебник для вузов]/Аксенова З.И., Бачурин А.А..— М.: Транспорт.— 1990.— 255 с.

5. Бачурин А.А. Анализ производственно-хозяйственной деятельности автотранспортных организаций [Учебники и учеб. пособ. для высшей школы]/Бачурин А.А.— М.: Академия.— 2007.— 314 с.— (Экономика транспорта).— ISBN: 978-5-7695-3597-0.

Аннотация. *Проведено исследования по разработке вопросов анализа расходов операционной деятельности пассажирского автотранспортного предприятия в Винницком регионе. Предложено использовать результаты исследования изменений структурных элементов расходов операционной деятельности АТП для формирования базовых основ маркетингового стратегического планирования его деятельности и обеспечения эффективного ведения целенаправленной конкурентной борьбы на рынке транспортных услуг.*

Abstract. *It is conducted research on questions development of operating activity charges analysis of passenger motor transport enterprise in the Vinnitsa region. It is suggested to draw on the results of structural elements changes research of operating activity charges of ATP for forming of marketing strategic planning base bases of his activity and providing of effective conduct of purposeful competitive activity at the market of transport services.*

Стаття надійшла до редакції 28.05.2009 р.

УДК 621.43

ІЛЬЧЕНКО А. В., к. т. н., доцент; ЛОМАКІН В. О., асистент, Житомирський державний технологічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ЗА НЕРІВНОМІРНІСТЮ ХОДУ

Удосконалено математичну модель, що дозволяє визначати крутний момент двигуна внутрішнього згоряння за кутом повороту, частотою обертання та кутовим прискоренням колінчастого вала урахуванням зміни приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму.

Моделювання роботи поршневого двигуна за нерівномірністю ходу, постановка задачі дослідження

Поршневий двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) — машина циклічної дії. Характер обертання колінчастого вала (КВ) щільно пов'язаний з робочими процесами в циліндрах, а миттєва кутова швидкість КВ — величина змінна навіть на «ідеально» відрегульованому ДВЗ, що характеризується коефіцієнтом нерівномірності ходу δ [1–4]. Флуктуація частоти обертання КВ викликає великий інтерес як динамічний параметр, оскільки дозволяє отримати значний обсяг інформації про показники роботи ДВЗ: компресію, величину сили тертя в циліндро-поршневій групі, крутний момент, потужність та розподіл їх по циліндрах [1,5].

Під час обертання КВ, деталі КШМ ДВЗ здійснюють три основні види руху: обертальний, зворотньо-паступальний, плоско-паралельний. Це призводить до постійної зміни приведеного моменту інерції (ПМІ) КШМ ДВЗ відносно осі обертання КВ. Однак, при розгляданні флуктуації частоти обертання КВ ПМІ КШМ ДВЗ вважається постійним [1–4]. Також при розгляданні цієї проблеми вплив масово-геометричних параметрів (МГП) КШМ, їх просторових схем, кількості циліндрів, дезаксажу поршневого пальця на зміну ПМІ КШМ не враховується [5].

У роботах [6–9] було розглянуто та проаналізовано математичну модель зміни ПМІ КШМ для одноциліндрових (центрального та дезаксіального), рядних та V-подібних багатоциліндрових поршневих ДВЗ. Також було встановлено залежність ПМІ центрального КШМ одноциліндрового ДВЗ, що має в своєму складі одне коліно КВ радіуса R без противаг, шатун та поршневу групу від його МГП: питомої маси шатуна $m_{ш}$, питомої маси поршня $m_{п}$, питомої маси одного коліна КВ $m_{к}$, відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна, відносної відстані від осі поршневого пальця до центра мас (ЦМ) шатуна x_L, відносної відстані від осі КВ до ЦМ коліна вала без противаг k, довжини шатуна L, діаметра поршня $D_п$, радіуса кривошипа R, центрального моменту інерції (ЦМІ) шатуна $I_{ш}$, ЦМІ поршневої групи $I_п$ та ЦМІ коліна вала $I_к$, кг·м^2:

$$I = A\cos^2\phi + B\cos\phi + C + I_{ш} + I_п + I_к, \qquad (1)$$

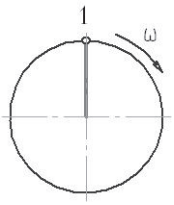
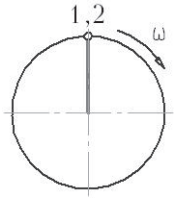
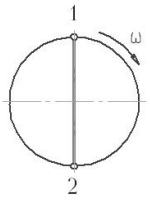
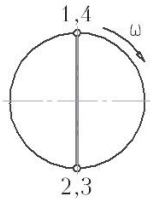
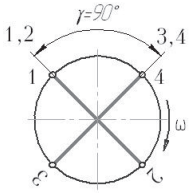
де $A = 1{,}58 D_п^{\,2} R^2 \left(m_п + m_{ш}(1 - \frac{x_L}{L}) \right)$, $B = 1{,}57 D_п^{\,2} R \left(L(m_п + m_{ш}) - m_{ш} x_L \right)$,

$$C = 0{,}79 D_п^{\,2} \left(L^2(m_п + m_{ш}) - R^2(m_п + m_{ш} - 2\frac{x_L}{L} - k^2 m_к) + m_{ш} x_L (x_L - 2L) \right)$$

Також було встановлено, що зміну ПМІ КШМ ДВЗ для визначення крутного моменту необхідно враховувати взагалі [10], а особливо з кількістю циліндрів від 1 до 4 включно (табл. 1).

Таблиця 1

Зміна ПМІ КШМ поршневих ДВЗ з кількістю циліндрів i до 4 включно [7, 9]

Число циліндрів	Схема розташування кривошипів рядних ДВЗ	Схема розташування кривошипів V-подібних ДВЗ	Зміна ПМІ КШМ за кутом повороту КВ	Коефіцієнт зміни ПМІ КШМ, δ_I	Період зміни ПМІ, ° п. к. в.
1		—	$I = i(A\cos^2\phi + B\cos\phi + C + I_ш + I_п + I_к)$	0,958	360
2		—	$I = i(A\cos^2\phi + B\cos\phi + C + I_ш + I_п + I_к)$	0,958	360
2		—	$I = i\left(A\cos^2\phi + C + I_ш + I_п + I_к\right)$	0,138	180
4			$I = i\left(A\cos^2\phi + C + I_ш + I_п + I_к\right)$	0,138	180

Примітка. Значення δ_I розраховані для значень МГП КШМ, вказаних в [7].

Задачею даного дослідження є удосконалення математичної моделі зміни крутного моменту ДВЗ за кутом повороту, частотою обертання та кутовим прискоренням КВ, з урахуванням зміни ПМІ КШМ.

Відомо, що на усталеному режимі роботи ДВЗ крутний момент, Н·м [2]:

$$M = I\frac{d\omega}{dt}, \qquad (2)$$

де I — момент інерції ДВЗ, кг·м^2;

dω/dt — кутове прискорення КВ, рад/с^2;

Загальна картина поведінки крутного моменту та частоти обертання КВ ДВЗ на усталеному режимі для рядного чотирьохциліндрового двигуна зображена на рис. 1.

Однак, при визначенні кутового прискорення очікувана його зміна для КШМ двигуна автомобіля може бути значно спотворена коливаннями трансмісії внаслідок її малої жорсткості. Врахувати ці коливання не просто, але при вживанні спеціальних заходів з їх зниження можна

отримувати адекватні дані. Для спрощення подальших досліджень будемо розглядати режими роботи ДВЗ при від'єднаному навантаженні. Факторами, які збуджують коливання даної системи, є крутні моменти на окремих кривошипах, які ідентичні за формою часової реалізації, але відрізняються один від одного фазовим зсувом, визначеним порядком роботи та кутом чергування робочих циклів у двигуні (рис. 1).

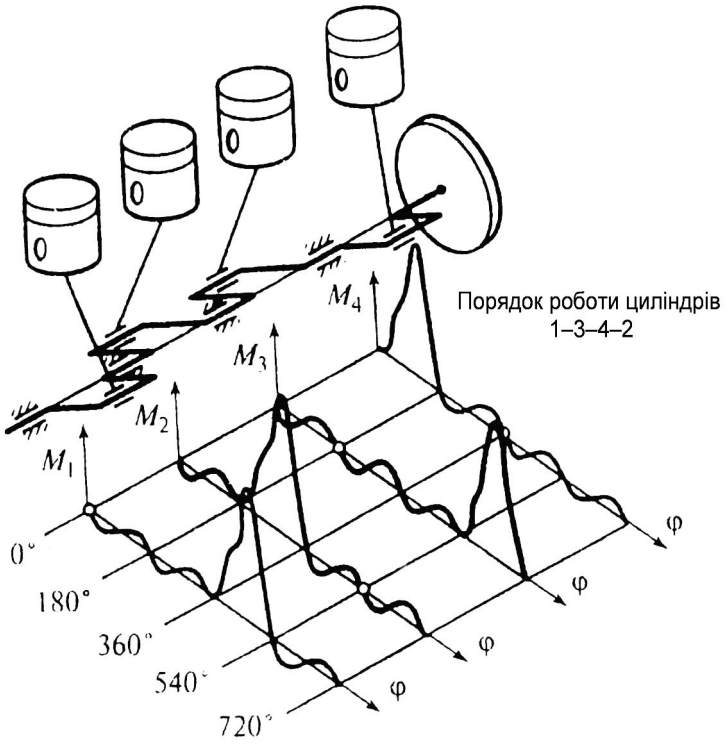


Рис. 1. Схема навантаження колінчастого вала змінними моментами [2]

Крутний момент — функція періодична, а отже, як будь-яка періодична функція, може бути апроксимована (з заданою точністю) тригонометричним поліномом (розкладена в ряд Фурьє):

$$M_{kp}(t+T) = M_{cp} + \sum_{k=1}^{\infty} M_k \sin(k \cdot 2\pi \frac{t}{T} + \phi_k) \qquad (3)$$

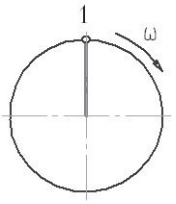
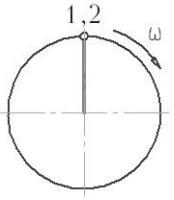
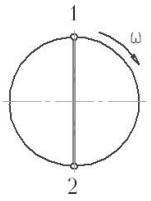
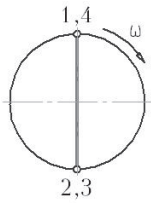
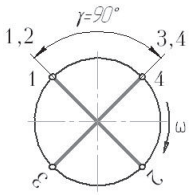
де k = 1, 2, 3, …, ∞, 2π/T = ω — колова частота крутного моменту, рад/с.

За амплітудою гармонік, та враховуючи податливості з'єднань мас КВ, можна аналізувати якість протікання робочих процесів у циліндрах ДВЗ [1].

Флуктуація частоти обертання КВ також є результатом зміни ПМІ КШМ ДВЗ. У виразі (2) передбачається, що момент інерції ДВЗ є постійним, враховуючи зміну ПМІ КШМ ДВЗ (табл. 1), вираз (2) можна подати (табл. 2).

Таблиця 2

Зміна крутного моменту поршневих ДВЗ з кількістю циліндрів *i* до 4 з врахуванням зміни ПМІ КШМ

Число циліндрів	Схема розташування кривошипів рядних ДВЗ	Схема розташування кривошипів V-подібних ДВЗ	Зміна крутного моменту ДВЗ з врахуванням зміни ПМІ КШМ.
1		—	$M_i = i\left(A\cos^2\phi + B\cos\phi + C + I_ш + I_п + I_к\right)\frac{d\omega}{dt} - \left(\frac{d\phi}{dt}\right)^2 i\sin\phi\left(2A\cos\phi + B\right)$
2		—	$M_i = i\left(A\cos^2\phi + B\cos\phi + C + I_ш + I_п + I_к\right)\frac{d\omega}{dt} - \left(\frac{d\phi}{dt}\right)^2 i\sin\phi\left(2A\cos\phi + B\right)$
2		—	$M_i = i\left(A\cos^2\phi + C + I_ш + I_п + I_к\right)\frac{d\omega}{dt} - \left(\frac{d\phi}{dt}\right)^2 2iA\sin\phi\cos\phi$
4			$M_i = i\left(A\cos^2\phi + C + I_ш + I_п + I_к\right)\frac{d\omega}{dt} - \left(\frac{d\phi}{dt}\right)^2 2iA\sin\phi\cos\phi$

Аналізуючи кут повороту КВ ДВЗ та його похідні в часі ($\frac{d\phi}{dt}$, $\frac{d\omega}{dt}$) можна визначити крутний момент, потужність ДВЗ, прослідкувати за роботою кожного з циліндрів, наприклад способом [10]. Кут повороту КВ та його похідні в часі також несуть інформацію про суму моментів рушійних сил та сил опору. Це дає змогу правильно визначати показники роботи ДВЗ: компресію, сили опору в циліндро-поршневій групі, крутний момент, потужність та її розподіл по циліндрах ДВЗ.

Висновки

Удосконалена існуюча математична модель зміни крутного моменту двигуна внутрішнього згорання за кутом повороту, частотою обертання та кутовим прискоренням колінчастого вала урахуванням зміни приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму.

Список літератури

1. Борисенко А.Н., Заславский Е.Г., Еникеев А.Ф., Невяжский Г.Я., Соболь В.Н. Анализ работы ДВС по флуктуации частоты вращения коленчатого вала/А.Н. Борисенко, Е.Г. Заславский, А.Ф. Еникеев, Г.Я. Невяжский, В.Н. Соболь // Двигателестроение.— Л.: Машиностроение.— 1988.— № 8.— С. 22–25.— Бібліогр.: с. 60.

2. Двигатели внутреннего сгорания: учебник для вузов в 3 кн./[сост. В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова].— М.: Высш. шк., 2007 — Кн. 2. Динамика и конструирование.— 2007.— 400 с.

3. Автомобільні двигуни: Підручник: [Підручник для студентів вищ. навч. закл.]/Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І.— К.: Арістей, 2007.— 476 с., Бібліогр.: с. 474–475.— ISBN 966-8458-26-5.

4. Ушаков М.Ю., Мокроусов А.В. Методика оценки устойчивости частоты вращения ДВС/Ушаков М.Ю., Мокроусов А.В. // Двигателестроение Л.: Машиностроение — 1990.— № 12.— С. 46–48.— Бібліогр.: с. 55–56.

5. Басалыгин Г.М. Моделирование динамики кривошипно-шатунного механизма как упруго-инерционной системы с одной степенью свободы/Басалыгин Г.М. // Двигателестроение Л.: Машиностроен ие — 1990.— № 9.— С. 16–19.— Бібліогр.: с. 50–52.

6. Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О. Математичне моделювання процесу зміни момента інерції кривошипно-шатунного механізма двигуна внутрішнього згоряння/Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О. // Вісник ЖДТУ.— 2007.— № 4 (43).— с. 15–25.— Бібліогр.: с. 62–64.

7. Ільченко А.В., Ломакін В.О. Зміна моменту інерціїї кривошипно-шатунного механізму рядних двигунів внутрішнього згоряння/Ільченко А.В., Ломакін В.О. // Восточно-Европейский журнал пеердовіх технологий.— Х.— 2008.— № 1/5 (31).— с. 16–21. Бібліогр.: с. 58–62.

8. Ільченко А.В., Ломакін В.О. Зміна моменту інерції дезаксіального кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна внутрішнього згоряння/Ільченко А.В., Ломакін В.О. // Вісник ЖДТУ.— 2008.— № 1 (44).— с. 34–38.— Бібліогр.: с. 70–72.

9. Ilchenko A.V., Zabashta E.V., Lomakin V.A. Change Of The Moment Of Inertia Of V-Type Crank-Connecting Rod Mechanism Of Internal Combustion Engine/Ilchenko A.V., Zabashta E.V., Lomakin V.A. // Proceedings Of The International Scientific Conference MECHANICS 2008.— Rzeszów.— June 2008.— 129–136.

10. Патент України № 85252, МПК G01L 3/00. Спосіб визначення крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння // І.Г. Грабар, А.В. Ільченко, В.О. Ломакін.— № a200 700 748; Заявл. 24.01.2007; Опубл. 12.01.2009, Бюл. № 1, 2009.

Аннотация. *Усовершенствована математическая модель, которая позволяет определить крутящий момент двигателя внутреннего сгорания по углу поворота, частоте вращения и угловому ускорению коленчатого вала, учитывая изменение приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма.*

Abstract. *A mathematical model, which allows to define the twisting moment of combustion engine on the corner of turn, frequency of rotation and angular acceleration of crankshaft, is improved, taking into account the change of the resulted moment inertia of crank-type-piston-rod mechanism.*

Стаття надійшла до редакції 23.06.2009 р.

УДК 629.113–752

КРАЙНИК Л. В., д. т. н., професор, ВАТ «Укравтобуспром», м. Львів;
НАЗАРКЕВИЧ С. М., асистент, Національний університет «Львівська політехніка»

ФОРМУВАННЯ НОРМАТИВНОЇ ОЦІНКИ ПЛАВНОСТІ РУХУ АВТОБУСІВ

Розглядається відмінність вібронавантажень водія і пасажирів автобуса, що пояснюється специфікою і тривалістю поїздки. Аргументується необхідність проведення теоретичних і експериментальних досліджень для створення нормативної бази щодо припустимих рівнів вібраційних навантажень.

Вступ

Оцінка плавності руху автобусів і підбору вібродемпфуючих характеристик сидінь водія та пасажирів в Україні і країнах СНД є особливо актуальною з огляду на реальний стан доріг та домінуюче виробництво автобусів з ресорною підвіскою. Нормативна галузева база, що існувала в СРСР вже не чинна в Україні, а загальноєвропейська нормативна база ЄЕК ООН не регламентує вимоги щодо комфортності і плавності руху, що спричинює суттєве погіршення цих показників у нових моделей автобусів.

Постановка проблеми

Дійсно гірший стан автомобільних доріг в СНД порівняно з загальноєвропейським рівнем зумовили ще в колишньому СРСР актуальність проблеми зниження віброколивних навантажень пасажирів і водія як завдяки збільшенню енергомісткості підвісок, так і завдяки покращенню вібродемпфуючих характеристик сидінь [1,2] та формування відповідної нормативної бази [3…5]. Занепад системи громадського автомобільного транспорту, масовий перехід упродовж кризових останніх 15 років на дешеві малі автобуси, що базуються на агрегатній базі мало- і середньотонажних вантажівок, існуючі нормативні вимоги щодо мінімально припустимих відстаней при встановленні сидінь без застереження щодо мінімальної товщини спинок і подушок сидінь з умов віброзахисту (Правила ЄЕК ООН №36, 52,107) спричинили явне погіршення комфорту перевезень з умов плавності руху. Очевидно, що слід розмежовувати вимоги щодо комфортності руху для водія і пасажирів відповідно міських, приміських та міжміських автобусів (різна тривалість поїздки).

Аналіз попередніх досліджень

Актуальність проблеми підтверджують отримані раніше [6,7] порівняльні характеристики амплітуд і прискорень вертикальних коливань автобусів з ресорно-пружинною (ЛАЗ-699) та пневматичною (ЛАЗ-698) підвісками (рис. 1). При цьому слід зауважити, що ресорно-пружинна підвіска забезпечує кращу плавність руху порівняно з чисто ресорною підвіскою аналогічного тонажного класу вантажівок [2], що ще в часи СРСР попри визначальні вимоги максимальної уніфікації агрегатів і вузлів зумовило домінування на автобусах громадського транспорту ресорно-пружинних та пневматичних підвісок.

Виклад основного матеріалу

Для створення нормативної бази, що регламентує припустимий рівень віброколивних навантажень водія і пасажирів автобусів різного класу, в тому числі з врахуванням міжнародної нормативної бази по гранично припустимих рівнях навантажень доцільно розглядати просторову

модель автобуса як коливної системи з обов'язковим для автобусів рознесенням підресорної маси по осях та врахуванням коливних і демпфуючих характеристик самих сидінь. Водночас відомо, що характерний для автобусів нерівномірний розподіл вібронавантажень вздовж габаритної довжини кузова (рис. 1), насамперед в найменш комфортних зонах заднього і переднього звисів кузова, найбільше залежить від вертикальних коливань. Вплив кренів і коливань в поперечній площині кузова є суттєво меншим, що дозволяє на етапі дослідно-конструкторських робіт обмежитися двомірною моделлю для попереднього підбору конструктивних параметрів: характеристик підвіски і сидінь, як послідовних ланок-фільтрів передачі навантажень від мікропрофілю дороги.

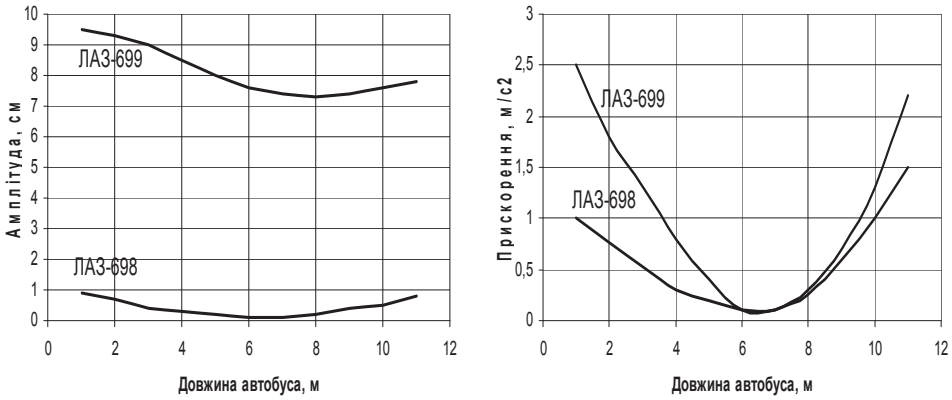


Рис. 1. Розподіл віброколивних навантажень по довжині автобуса при швидкості 40 км/год (за даними [6,7])

В основу комп'ютерного моделювання вертикальних коливань автобуса з врахуванням приведення підресорних мас до передньої і задньої осей покладено попередні напрацювання інституту Укравтобуспром (колишнього ВКЕІ автобуспрому) [7,8] з внесенням необхідних змін, враховуючи актуальність оцінки власне критичних з умов розташування сидінь (рис. 2):

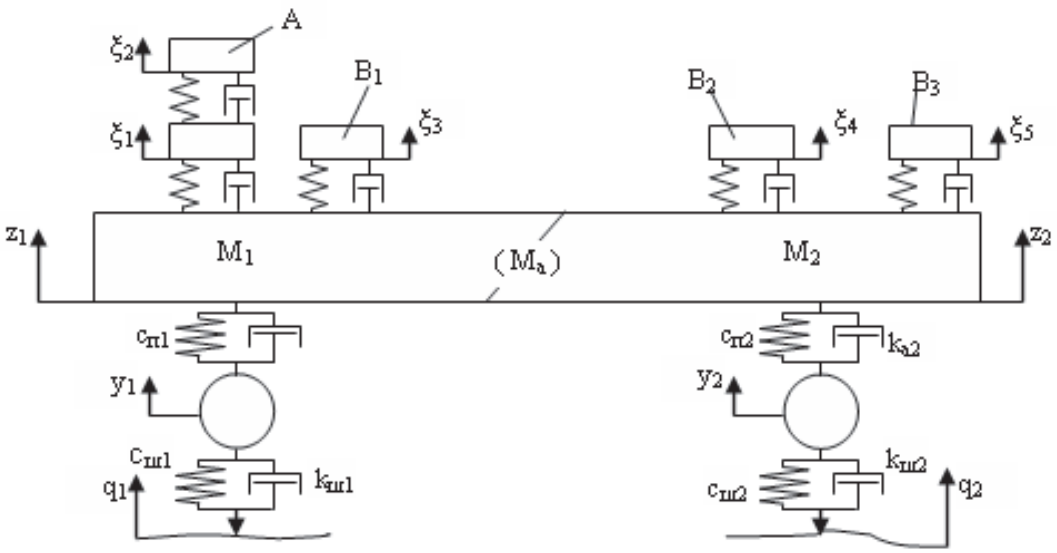


Рис. 2. Схема розрахункової моделі коливної системи автобуса з врахуванням пружно-демпфуючих характеристик сидінь (А — сидіння водія; В — пасажирські сидіння)

– дворівневої еквівалентної моделі сидіння водія (з окремою підвіскою чи без неї і пружно-демфуючою характеристикою м'якої частини самого сидіння);

– еквівалентної моделі пасажирського сидіння (3 типів з різними пружно-демпфуючими характеристиками) в критичних зонах по довжині автобуса (звиси, зони передньої і задньої підвісок);

– осциляційних параметрів пасажирів, водія відповідно до даних [7].

Нормативно граничні значення припустимих віброколивних навантажень для організму людини регламентуються і можливостями експериментальної оцінки, відповідно замірюванням віброприскорень на подушках сидінь без врахування осциляційних параметрів пасажирів і водія [9].

Враховуючи існуючу практику масового використання непідресорених сидінь водія на сучасних малих автобусах як вітчизняного, так і СНД-виробництва і розміщення їх над колісною аркою передньої осі (при використанні шасі або машинокомплектів вантажівок повної маси 7…9 т), на першому етапі опрацьовано проект ДСТУ Державний стандарт України. Дорожні транспортні засоби. Рівень виробничого шуму та вібрації на робочому місці водія. Норми та методи визначення, де на підставі узагальнень проведених теоретичних і експериментальних досліджень та аналізу нормативної бази — санітарних норм стосовно робочих місць операторів регламентовано гранично припустимі величини та рівні вібрації в частотному діапазоні на сидінні водія (рис. 3).

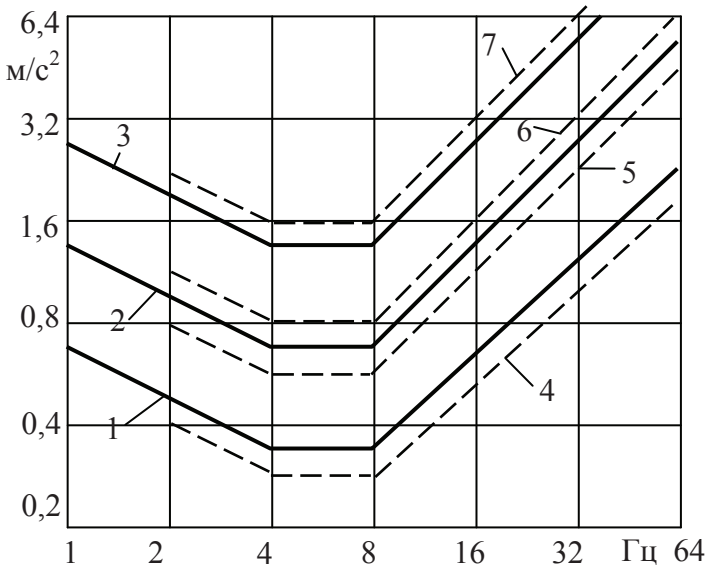


Рис. 3. Гранично припустимі величини та рівні вібрації — межі втоми людини:
1, 2, 3 — граничні рівні вібрацій при тривалості їх дії відповідно 8 год., 2,5 год., 1 год. [9]; 4 — граничний рівень вібрацій на робочому місці водія (проект ДСТУ по робочому місцю водія); 5, 6, 7 — граничні рівні вібрацій відповідно для пасажирів міжміських, приміських та міських автобусів (проект ДСТУ)

Для пасажирських сидінь припустимі рівні очевидно змінюються в залежності від середньоочікуваної тривалості поїздки — фактично градації трьох типів сидінь залежно від призначення автобуса (міський, приміський, міжміський), рис. 3. Для перших двох класів автобусів, де дозволено проїзд стоячим пасажирам, оцінка віброколивних навантажень актуальна на рівні підлоги салону автобуса.

Висновки

Існуючий стан доріг та певний технічний регрес розвитку конструкцій насамперед малих автобусів та імпорту середніх і великих автобусів переважно азійського виробництва з ресорною підвіскою зумовлюють актуальність формування національної нормативної бази, що регламентувала б гранично припустимі віброколивні навантаження пасажирів і водія автобусів на основі відповідних досліджень.

Література

1. Мыцык Б. И. К вопросу выбора параметров пассажирских сидений автобусов / Труды ГСКБ по автобусам. — Львов, 1971. — С. 183–202.

2. Ажмегов В.Ф., Гокк В.О., Гришков А.А., Ковалев Ю.Л., Сарафанов Ю.К., Харин В.В. К вопросу оценки качества подрессоривания автобуса / Труды ВКЭИавтобуспрома. Львов, 1978. — С. 172–175.

3. Вибрационная безопасность. ГОСТ 12.1.012–90. Москва: Издательство стандартов, 1990.

4. Автотранспортные средства. Методы определения основных параметров, влияющих на плавность хода. ОСТ 37.001.252–82. Министерство автомобильной промышленности. — Москва, 1984–44 с.

5. Автотранспортные средства. Методы испытаний на плавность хода. ОСТ 37.001.275–84. Министерство автомобильной промышленности. — Москва, 1985–12 с.

6. Мыцык Б.И., Макаров В.В., Самодала В.И. К вопросу исследования колебаний в системе «дорога-автомобиль-человек» / Труди ГСКБ по автобусам. — Львов, 1972. — С. 52–66.

7. Перетятко Б.Т., Невидомский Л.К., Мыцык Б.И. Исследование вертикальних колебаний автобуса с учетом осцилляционных параметров пассажиров / Труды ВКЭИавтобуспрома. Львов, 1976. — С. 202–216.

8. Житенко О.В., Крайник Л.В.. Дослідження вертикальних коливань дволанкового автовозу / Наук. Вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць — Львів: НЛТУ, 2007, вип. 17.5 — С. 116–121.

9. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / Под ред. Хачатурова А. А. — Москва: Машиностроение. — 535 с.

Аннотация. *Рассматривается отличие вибронагруженості водителя и пассажиров автобуса, который объясняется спецификой и длительностью поездки. Аргументируется необходимость проведения теоретических и экспериментальных исследований для создания нормативной базы относительно допустимых уровней вибрационных нагрузок.*

Abstract. *The difference of vibronagruzhenosti driver and passengers of bus which is explained a specific and duration of journey is examined. The necessity of conducting of theoretical and experimental researches is argued for creation of normative base in relation to the possible levels of loadings of vibrations.*

Стаття надійшла до редакції 23.06.2009 р.

УДК 629.017

НАГЛЮК И. С., к. т. н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА МОТОРНЫХ МАСЕЛ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ САМОСВАЛОВ

Представлены результаты изменения основных показателей качества и относительной диэлектрической проницаемости моторных масел при их эксплуатации в двигателе. Установлена корреляционная зависимость между диэлектрической проницаемостью и некоторыми физико-химическими показателями качества масел.

Введение

Масло, работавшее в агрегате, является носителем информации, о термодинамических, химических и трибологических процессах, происходящих как в сопряжении деталей, так и в смазочной системе. Изменение технического состояния элементов конструкции двигателя при эксплуатации или возникновение неисправностей в работе его систем в значительной мере отражается на состоянии моторного масла.

Основная часть

В процессе эксплуатации масло выполняет функции накопителя продуктов износа и загрязнений, образующихся при работе двигателя, а это приводит к изменению основных показателей качества масла. К основным видам загрязнений масел в процессе их эксплуатации в двигателе можно отнести органические (углеводородные) и неорганические (продукты изнашивания трущихся деталей).

Неорганические загрязнения попадают в масло, вследствие механического износа трущихся деталей двигателя и представляют собой главным образом кварцы, полевые шпаты, оксиды металлов и металлические частицы [1,2].

Вопросы, связанные с заменой моторных масел по фактическому состоянию остаются актуальными и сегодня. Относительная диэлектрическая проницаемость (ε) современных минеральных, полусинтетических и синтетических не работавших моторных масел может изменяться в приделах $2{,}3 \div 2{,}6$ и зависит как от природы базового масла, так и от пакета вводимых присадок [3,4,5].

В таблице 1 приведены результаты спектрального анализа, изменение диэлектрической проницаемости (ε) и основных физико-химических показателей качества масла Mobil Delvac MX SAE 15W–40 API CF–4 в зависимости от его работы в двигателях самосвала Komatsu HD 1200.

Таблица 1

Результаты спектрального анализа, значения ε и физико-химических показателей качества масла SAE 15W–40 при его эксплуатации в различных двигателях

Наименование показателей	Чистое масло	Номер двигателя, в котором эксплуатировалось масло					
		№1		№2		№3	
Работа масла, ч	0	316	555	414	500	420	500
Вязкость кинематическая при 100°С, мм²/с	14,3	13,2	12,6	13,2	13,4	12,2	11,7
Температура вспышки в открытом тигле, °С	228	223	213	212	212	214	208
Щелочное число мг КОН/г	7,76	6,8	6,07	6,8	6,34	6,5	5,3
Кислотное число мг КОН/г	1,52	2,45	2,84	2,58	2,91	2,52	2,55
Плотность при 20°С, ρ, г/см³	0,875	0,876	0,877	0,876	0,877	0,876	0,878
Коксуемость, χ %	1,15	1,41	1,49	1,32	1,46	1,40	1,54
Содержание Fe, г/т	—	10	13	7	8	12	13
ε	2,3923	2,4334	2,4569	2,4370	2,4387	2,4479	2,4616

В таблице 2 приведены результаты спектрального анализа, изменение ε и основных физико-химических показателей качества полусинтетического моторного масла Крол Альфа SAE 10W—40 API CF-4/SH в зависимости от его работы в двигателе самосвала Komatsu HD 1200 и БелАЗ-75 121.

Таблица 2

Результаты спектрального анализа, значения ε и физико-химических показателей качества масла SAE 10W–40 при его эксплуатации в двигателях

Наименование показателей	Чистое масло	Самосвал в котором эксплуатировалось масло					
		Komatsu HD 1200			БелАЗ-75 121		
Работа масла, ч	0	267	382	508	254	360	503
Вязкость кинематическая при 100°С, мм²/с	14,2	13,3	12,7	13,3	13,5	13,1	13,6
Температура вспышки в открытом тигле, °С	218	213	210	207	212	208	205
Щелочное число мг КОН/г	9,76	8,8	8,27	8,15	8,94	8,79	8,7
Кислотное число мг КОН/г	1,85	2,45	2,64	2,71	2,31	2,46	2,54
Плотность при 20°С, ρ, г/см³	0,871	0,876	0,877	0,876	0,877	0,878	0,879
Зольность сульфатная, %	1,36	1,41	1,42	1,46	1,40	1,41	1,45
Содержание Fe, г/т	—	10	13	15	8	16	22
ε	2,3525	2,3724	2,3657	2,3989	2,3923	2,4320	2,4586

Из анализа результатов, приведенных в таблицах, видно, что заменить масло необходимо в двигателе №3 (температура вспышки снизилась на 20°С) и уделить внимание работе топливной аппаратуре. В остальных двигателях произошло незначительное изменение основных показателей качества и они не достигли браковочных значений, следовательно эти масла пригодны к дальнейшей эксплуатации.

При эксплуатации транспортных машин наблюдается значительное изменение значений диэлектрической проницаемости в работавших моторных маслах (рис. 1 и рис. 2).

Масло М–10ДМ (ТНК SAE 30) из двигателя автобусов ПАЗ-4234 пробег которых составил 9984 км ε =2,73 и 15 112 км ε =2,75.

В автобусах Богдан-А091 моторные масла Pennasol SUPER TURBO SAE 15W–40 API CF–4 с пробегом 20 800 км ε =2,71, масло ESSOLUBE XT 401 SAE 15W–40 API CF–4 с пробегом 27 891 км ε =2,71 и масло COMMA SAE 15W–40 API CF–4 с пробегом 32 178 км ε =2,6.

Моторное масло Mobil Delvac MX SAE 15W–40 API CF–4 Kamatsu HD 1200–1 имеет пробег 5444 км ε =2,45.

Автомобиль ВАЗ-2109 моторное масло Mobil SAE 10W-30 API SH/CF пробег составил 17 тыс. км ε =2,53 и ВАЗ–21 124 масло CASTROL GTX Magnatec SAE 5W-40 API SM/CF пробег 12 тыс. км ε =2,35.

Анализируя моторные масла «Азмол Турбо 1» SAE 15W-40 API SG/CF-4 и «Маст–Экстра Дизель» SAE 15W–40 API SG/CD, которые проработали в двигателе «Дойтц» трактора ХТЗ 17 021 478 часов ε =3,52 и 574 часа ε =3,51.

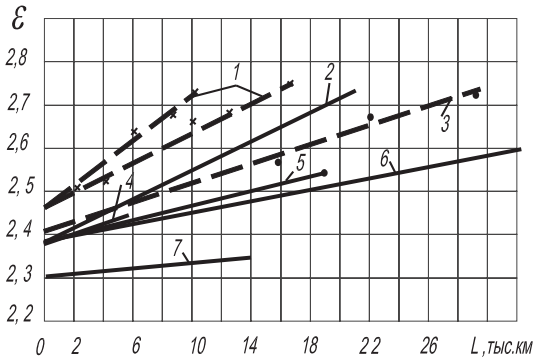


Рис. 1. Изменение диэлектрической проницаемости моторных масел от пробега:
1 — ПАЗ 4234 (М–10ДМ); 2 — Богдан А091 (Pennasol SUPER TURBO SAE 15W–40); 3 — Богдан А091 (EssoLUBE XT–4 SAE15W-40); 4 — Komatsu HD 1200–1 (Mobil Delvac MX SAE15W–40); 5 — ВАЗ–2109 (Mobil SAE10W–30); 6 — Богдан А091 (COMMA SAE15W–40); 7 — ВАЗ–21124 (Castrol SAE 5W–40)

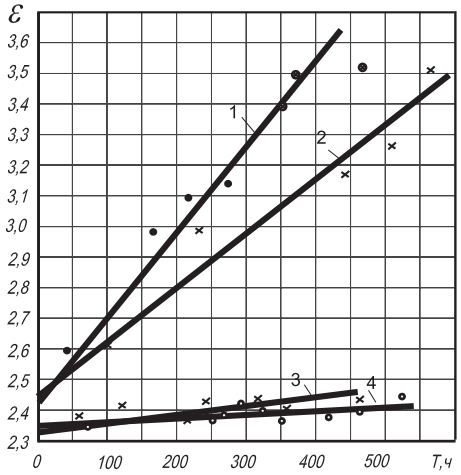


Рис. 2. Изменение диэлектрической проницаемости моторных масел от времени работы в двигателе:

1 — ХТЗ 17 021 (Азмол Тубо-1 SAE15W-40); 2 — ХТЗ 17 021 (Маст-Экстра Дизель SAE15W–40); 3 — Komatsu HD 1200–1 (Esso SAE15W–40); 4 — БелАЗ 75 121–20 (Крол Альфа SAE10W–40)

Моторное масло ESSOLUBE XT 401 SAE 15W-40 API CF–4 проработало в двигателе автомобиля самосвала Kamatsu HD 1200–1 464 часа ε =2,43. Полусинтетическое моторное масло Крол Альфа SAE 10W–40 API CF–4/SH отработало в двигателе автомобиля БелАЗ 75 121–20 503 часа ε =2,46 и Kamatsu HD 1200–1 508 часов ε =2,4.

Наибольшее значение диэлектрическая проницаемость моторного масла достигает при работе в двигателях трактора, что свидетельствует о тяжелых условиях работы и значительном ухудшении основных физико-химических показателей качества моторного масла (кислотного и щелочного числа, вязкости, концентрации продуктов изнашивания, количество сажи, температуры вспышки, наличия воды).

Относительная диэлектрическая проницаемость моторного масла является интегральным показателем и имеет корреляционную связь с коксуемостью r=0,8÷0,9; с кислотным числом r=0,82÷0,86; с содержанием воды r=0,29÷0,35; с продуктами изнашивания r=0,83÷0,94.

На рис. 3 приведена зависимость изменения диэлектрической проницаемости в работавшем моторном масле от концентрации железа в масле, которая определялась с помощь фотоэлектрической установки МФС–7.

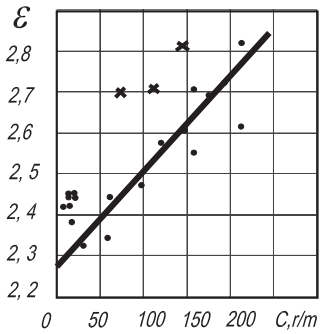


Рис. 3. Изменение диэлектрической проницаемости моторных масел от концентрации железа в моторном масле

Диагностируя качество моторного масла по диэлектрической проницаемости, можно с большей достоверностью утверждать о фактическом состоянии работавшего масла, чем по пробегу (км) или наработке (часах). Зная предельное и измеренное значения проницаемости можно прогнозировать очередной срок диагностирования или замены масла по представленной формуле:

$$L = \frac{\varepsilon_{пред} - \varepsilon_{изм}}{И_{\varepsilon}},$$

где $\varepsilon_{пред}$ — предельное значение диэлектрической проницаемости;

$\varepsilon_{изм}$ — измеренное значение диэлектрической проницаемости;

$И_{\varepsilon}$ — интенсивность изменения диэлектрической проницаемости за прошедший период эксплуатации.

Выводы

Сроки замены моторных масел по пробегу или наработке рекомендуемые заводом изготовителем не всегда достаточно обоснованы. Основные физико-химические показатели качества масла не всегда достигают предельных значений при замене и моторное масло пригодно к дальнейшей эксплуатации. В качестве комплексного показателя для экспресс-анализа можно использовать диэлектрическую проницаемость моторного масла.

Список литературы

1. Венцель Е.С. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел/Венцель Е.С., Жалкин С.Г., Данько Н.И.— Харьков: УкрГАЖТ, 2003.— 168 с.

2. Григорьев М.А. Качество моторного масла и надежность двигателей/Григорьев М.А., Бунаков Б.М., Долецкий В.А.— М.: Изд-во стандартов, 1981.— 232 с.

3. Григоров А.Б. Диэлектрическая проницаемость, как комплексный показатель, характеризующий изменение качества моторных масел в процессии их эксплуатации/А.Б. Григоров, П.В. Карножицкий, С.А. Слободской // Вестник НТУ «ХПИ».— 2006.— № 25.— С. 169–175.

4. Григоров А.Б. Изменение диэлектрической проницаемости дизельных моторных масел в эксплуатации/ А.Б. Григоров, П.В. Карножицкий, И.С. Наглюк // Автомобильный транспорт.— 2007.— № 20.— С. 84–87.

5. Григоров А.Б. Браковочные показатели моторных масел и диэлектрическая проницаемость/ А.Б. Григоров, И.С. Наглюк, П.В. Карнажицкий // XIV Научно-техническая конференция с международным участием " Транспорт, экология — устойчивое развитие».— ЭКОВАРНА, 2008.— С. 362–369.

Анотація. *Представлені результати зміни основних показників якості і відносної діелектричної проникливості моторних олив при їх експлуатації в двигуні. Встановлена корреляційна залежність між діелектричною проникливістю і деякими фізико-хімічними показниками якості олив.*

Abstract. *The results of change of basic indexes of quality are presented and to the relative inductivity of motor oils at their exploitations are in an engine. Cross-correlation dependence is set between by an inductivity and some physical and chemical indexes qualities of oils.*

Стаття надійшла до редакції 03.06.2009 р.

УДК 629.424:621.43.057

НОЖЕНКО Е. С., аспир. каф. железнодорожного транспорта, Восточноукраинский национальный университет им. В.Даля; ПИЛАТОВ А.Ю., ассист. каф. двигатели внутреннего сгорания, Белорусский национальный технический университет

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ УРОВНЯ ЭНЕРГИИ АКТИВАЦИИ ТОПЛИВА НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ ТЕПЛОВОГО ВЗРЫВА

Предложен метод прогнозирования и методика определения уровня активации топлива на основе теории теплового взрыва для уточнения математической модели процесса сгорания топлива в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания.

Введение

Актуальность проблемы энерго- и ресурсосбережения, а также снижения выбросов вредных веществ, не вызывает сомнения. По данным Международного Энергетического Агентства (МЭА) в структуре потребления нефтепродуктов ключевую роль играет транспортный сектор, доля которого в будущем будет расти [1]. Одной из причин ухудшения экологической обстановки является выброс в атмосферу загрязняющих веществ, выделяющихся с выхлопными газами все увеличивающегося числа автомобилей. В частности, по статистике в 2008 г. в Украине транспортом и промышленностью было выброшено в целом 7,2 млн. т вредных веществ, причем транспортом — 37% [2]. За последние 15 лет наметилась тенденция увеличения эффективности использования топлива транспортом, которая происходит благодаря совершенствованию процесса сгорания, техническому прогрессу, переходу на альтернативные источники энергии. Однако, ситуация еще далека от решения и необходимы дополнительные мероприятия по совершенствованию процесса сгорания топлива в транспортных двигателях внутреннего сгорания, причем, в условиях глобального экономического кризиса, с минимальными инвестициями в инновации.

Несмотря на большое количество исследований, посвященных перспективам применения альтернативных и модифицированных видов топлив,— физико-химического объяснения эффекта изменения на качественном и количественном уровне как предпламенных реакций, так и связанного с ними комплексного процесса гомогенного сгорания, не существует. Ключевым параметром оценки физико-химических свойств дизельных топлив является их энергия активации E_a, определяющая количественный энергетический уровень в 1 моле рабочего тела для начала цепной реакции.

Учитывая многофакторность и неоднозначность физической модели рабочих процессов (когда один и тот же фактор может влиять на рабочий процесс по-разному), это существенно затрудняет оценку влияния физико-химических свойств альтернативного топлива на технико-экономические и экологические показатели двигателя (мощность, экономичность, токсичность). В конечном счете, это делает невозможным получение максимальной эффективности от преимуществ использования в рабочем процессе теплового двигателя данного альтернативного топлива, особенно при изменении режимов работы, что имеет место на транспортных средствах.

Основная часть

Следует отметить, что одним из малоисследованных направлений внешней подготовки топлива, как одного из методов (электрическое и магнитное поле, ультразвук) воздействия на углеводородную структуру топлива, является его озонирование. Основные результаты исследования влияния топлива, подвергнутого озонированию на характеристики рабочего процесса

среднегабаритного тепловозного дизеля Д49 [3], полученные в ходе экспериментов [4] представлены на рис. 1.

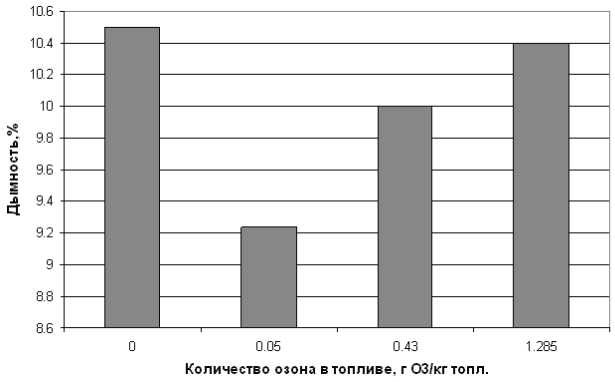


Рис. 1. Влияние количества озона в топливе на дымность дизеля при работе на номинальном режиме

Анализ полученных результатов влияния деструктивных изменений в углеводородных цепях при озонировании дизельного топлива на индикаторные показатели тепловозного дизеля предлагается проводить в контексте общей теорией цепных реакций Семенова Н.Н. [5].

Согласно существующим математическим моделям [6, 9] и физическим представлениям [5, 7] о процессе сгорания, его закономерность развития определяется количеством активных центров экзотермического выделения, образующихся в камере сгорания дизеля при воспламенении капли, которые на последующих этапах поддерживают последующее распространение цепной реакции. Это в конечном итоге оказывает влияние на общую продолжительность процесса сгорания, что особенно важно в вопросах интенсификации процесса сгорания [8].

Продолжительность горения топлива в цилиндре дизеля с достаточной степенью точности определяется интегрированием взаимосвязанных дифференциальных характеристик [6] впрыска, испарения и выгорания топлива, что дает возможность, предварительно определив характер измерения давления [9, 10], установить среднее индикаторного давления в цилиндре, удельный эффективный расход топлива и равновесную концентрацию токсичных компонентов, в частности оксиды азота.

При внешних воздействиях на углеводородную структуру дизельного топлива, в частности — путем его озонирования до подачи форсункой в камеру сгорания, изменяется температура вспышки, качественно характеризующая способность топлива к самовоспламенению, количественным показателем процесса которого является энергия активации, определение которой, в свою очередь, дает возможность [6, 10] смоделировать ход процесса сгорания и определить индикаторные показатели рабочего процесса дизеля.

Для последующей выработки практических рекомендаций по применению озонированного топлива на локомотивных двигателях на основе моделирования процесса сгорания, исходя из недостаточности исследования вопроса, актуальной задачей является прогнозирование уровня энергии активации озонированного топлива по характеристикам самовоспламенения.

Физическая модель самовоспламенения топлива в рамках принятой за основу классической теории цепных реакций, в частности теории теплового самовоспламенения, рассматривается как экзотермическое тепловыделение q_1 в пространство реактора (сосуда с реакционной смесью), через стенки которого происходит отвод теплоты q_2. Экзотермическое тепловыделение

q_1 определяется как количество тепла, ежесекундно выделяемая в единице объема V, где идет цепная реакция в газовой фазе,

$$q_1 = Q^{'} \cdot w \cdot V \,, \tag{1}$$

где $Q^{'}$ — количество тепла, ежесекундно выделяемое при элементарном акте реакции; w — скорость реакции в газовой фазе; V — объем реактора.

С учетом зависимости скорости реакции в газовой фазе от энергии активации и температуры газа тепловыделение q_1 определяться [5] как

$$q_1 = V \cdot Q^{'} \cdot k \cdot a^n \cdot e^{-E_A/R \cdot T_1} \,, \tag{2}$$

где k — константа скорости газовой реакции; n — порядок реакции; a — концентрация газового компонента; E_A — энергия активации; R — универсальная газовая постоянная; T_1 — температура в зоне реагирующей смеси.

Количество тепла q_2, отводимого в стенки реактора, определяется в соответствии с законом

$$q_2 = \alpha \cdot \left(T_1 - T_0\right) \cdot S \,, \tag{3}$$

где α — коэффициент теплоотдачи газов в стенки сосуда; T_0 — температура стенок; S — площадь стенок сосуда.

По соотношению (4) между потоками q_1 экзотермического выделения и q_2 отводимого тепла устанавливается взаимосвязь (5) между температурой самовоспламенения смеси в реакторе и энергией активации цепной реакции

$$\begin{cases} q_1 = q_2 \\ \dfrac{dq_1}{dT} = \dfrac{dq_2}{dT} \end{cases}; \tag{4}$$

$$T_1^{\text{в}} \cong T_o + R \cdot T_0^2 / E_A \,. \tag{5}$$

В теории теплового взрыва [5] рассматривается температура смеси в реакторе $T_1^{\text{в}} = T_1$, при которой потери тепла вследствие теплопередачи в пространстве реактора равны теплоте, которая выделяется в ходе элементарного акта цепной реакции при одинаковых скоростях теплонагрева $\dfrac{dq_1}{dT}$ и теплоотдачи в стенки реактора $\dfrac{dq_2}{dT}$.

В теории теплового самовоспламенения [5] рассматривается три общих случая протекания цепной экзотермической реакции.

В случае затухания экзотермической реакции теплоприход q_+ меньше теплорасхода q_- на участке $T_1^{'}; T_1^{''}$. Данный экзотермический процесс приведет к некоторому нагреванию смеси выше температуры стенок сосуда и затуханию реакции при достижении температуры $T_1^{'}$. В данном случае для перевода термодинамической системы в состояние, при котором возможно дальнейшее экзотермическое тепловыделение (участок $\left(T_1^{''}; \infty\right)$), системе необходимо сообщить дополнительное количество теплоты извне Δq.

В случае предвзрывного протекания реакции теплоприход q_+ сравнивается с теплорасходом q_- в точки самовоспламенения смеси при некотором критическом давлении $p_{кр}$, соответствующим концентрации $a = a_б$ газовой смеси в реакторе. В данном случае при сообщении системе предвзрывного разогрева Δq после точки касания на участке $\left(T_1^{в};\infty\right)$ происходит тепловой взрыв — термодинамическое явление, при котором теплота, выделяемая в системе от внутреннего ее источника, превышает теплоту, которая отводиться во внешнюю среду.

В случае самовоспламенения газовой смеси в реакторе теплоприход q_+ будет все время больше теплорасхода q_-. Таким образом, газовая смесь в реакторе будет все время разогреваться, что в теории самовоспламенения также трактуется как тепловой взрыв в ходе экзотермической реакции.

Следует отметить, что рассмотренные положения общей теории самовоспламенения не позволяют напрямую применить описанную физико-химическую модель тепловыделения для составления математического хода процесса сгорания, а также предпламенных реакций топлива в тепловозных двигателях вследствие упрощений в физической модели:

Для учета особенностей протекания тепловыделения в рабочем процессе дизелей предлагается рассмотреть модель экзотермического горения капли топлива в межкапельном пространстве внутрицилиндрового пространства в общем ракурсе теории теплового взрыва [5] и определить взаимосвязь температуры самовоспламенения и энергии активации по аналогии с (5). Как было замечено выше, это представляет интерес при анализе перспектив использования модифицированных топлив с новыми физико-химическими свойствами (в частности топлив, подвергнутых озонированию) в рабочем процессе тепловозных дизелей.

В соответствии с физической моделью [10] горения капли во внутрицилиндровом пространстве область, где происходит экзотермическое выделение тепла в объеме переноситься в межкапельное пространство и подразделяется на три основные зоны по температурному признаку и по дифференциальной координате (скорости химической реакции) экзотермической реакции. Пространство, где происходит активное горение капель и экзотермическое тепловыделение $q_1^к$, характер протекания которого возможно описать физической моделью теплового самовоспламенения, выделяется в отдельную зону. Предполагается, что в этой зоне с характерной для нее температурой горения пламени $T_{пл}$ весь кислород расходуется на непосредственное окисление паров топлива. Теплоотдача $q_2^к$ в данной зоне будет состоять из конвекции и радиационного излучения в остальную часть внутрицилиндрового пространства

$$q_2^к = \alpha_T \cdot \left(T_{пл} - T_t\right) \cdot S_к + \sigma \cdot \varepsilon \cdot \left(\left(\frac{T_{пл}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_t}{100}\right)^4\right) \cdot S_к, \qquad (6)$$

где α_T — коэффициент конвективной теплоотдачи пламени к рабочему телу; $T_{пл}$ — среднемассовая температура пламени в цилиндре; T_t — температура рабочего тела; $S_к$ — площадь капли; σ — константа Стефана-Больцмана; ε — степень черноты пламени.

Коэффициент конвективной теплопередачи α_T пламени к рабочему телу рассматривается как функция

$$\alpha_T = 0{,}37 \cdot \upsilon_д \cdot c_v \cdot \left(\frac{p(\phi) \cdot U_o \cdot d_{32}}{\upsilon_к}\right)^{0{,}6} \cdot k_c\left(x(\phi)\right), \qquad (7)$$

где $\upsilon_д$ — динамическая вязкость капли; c_v — изохорная теплоемкость рабочего тела в зоне экзотермической реакции; $p(\phi)$ — динамика изменения давления в цилиндре; U_o — скорость фронта факела; d_{32} — средний поверхностный диаметр капли; $\upsilon_к$ — кинематическая вязкость капли топлива; k_c — коэффициент турбулизации рабочего тела в зоне горения [11]; $x(\phi)$ — характеристика тепловыделения в зоне экзотермической реакции.

Используя условие теплового самовоспламенения (4) исходя из определения теплового взрыва в теории [5] для экзотермической зоны межкапельного пространства будем иметь в некоторый момент времени $\phi 1$

$$\begin{cases} q_1^к = q_2^к \\ \left.\dfrac{\partial q_1^к}{\partial T}\right|_{\phi 1} = \left.\dfrac{\partial q_2^к}{\partial T}\right|_{\phi 1} \end{cases}, \tag{8}$$

где $q_1^к$ — экзотермическое тепловыделение в межкапельной зоне, определяется по аналогии с (2); $\left.\dfrac{\partial q_1^к}{\partial T}\right|_{\phi 1}$ — частная производная тепловыделения в зафиксированный момент самовоспламенения; $\left.\dfrac{\partial q_2^к}{\partial T}\right|_{\phi 1}$ — частная производная теплоотдачи в зафиксированный момент самовоспламенения.

Исходя из (8) будем иметь

$$\alpha_T \cdot S_к + \sigma \cdot \varepsilon \cdot \frac{4 \cdot T_{пл}^3}{100^4} \cdot S_к = \left(\alpha_T \cdot (T_{пл} - T_t) \cdot S_к + \sigma \cdot \varepsilon \cdot \left(\left(\frac{T_{пл}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_t}{100} \right)^4 \right) \cdot S_к \right) \cdot \frac{E_A}{R \cdot T_{пл}^2}. \tag{9}$$

Откуда

$$E_a = \frac{R \cdot T_{пл}^2 \cdot \left(\alpha_T + \sigma \cdot \varepsilon \cdot \dfrac{4 \cdot T_{пл}^3}{100^4} \right)}{\alpha_T \cdot (T_{пл} - T_t) + \sigma \cdot \varepsilon \cdot \left(\left(\dfrac{T_{пл}}{100} \right)^4 - \left(\dfrac{T_t}{100} \right)^4 \right)}. \tag{10}$$

Формула (9), используя теорию самовоспламенения [5] с учетом отмеченных особенностей протекания тепловыделения во внутрицилиндровом пространстве, устанавливает взаимосвязь между температурой капли $T_{пл}$ в момент $\phi 1$ самовоспламенения, температурой рабочего тела, куда отводиться тепло в момент $\phi 1$ самовоспламенения и энергией активации дизельного топлива E_a.

Геометрическая интерпретация процессов самовоспламенения капли во внутрицилиндровом пространстве производится с учетом двухстадийного, в частности на первом этапе, эндотермического протекания предпламенных реакций, развивающихся в холодном пламени после впрыска топлива (рис. 2, а и б).

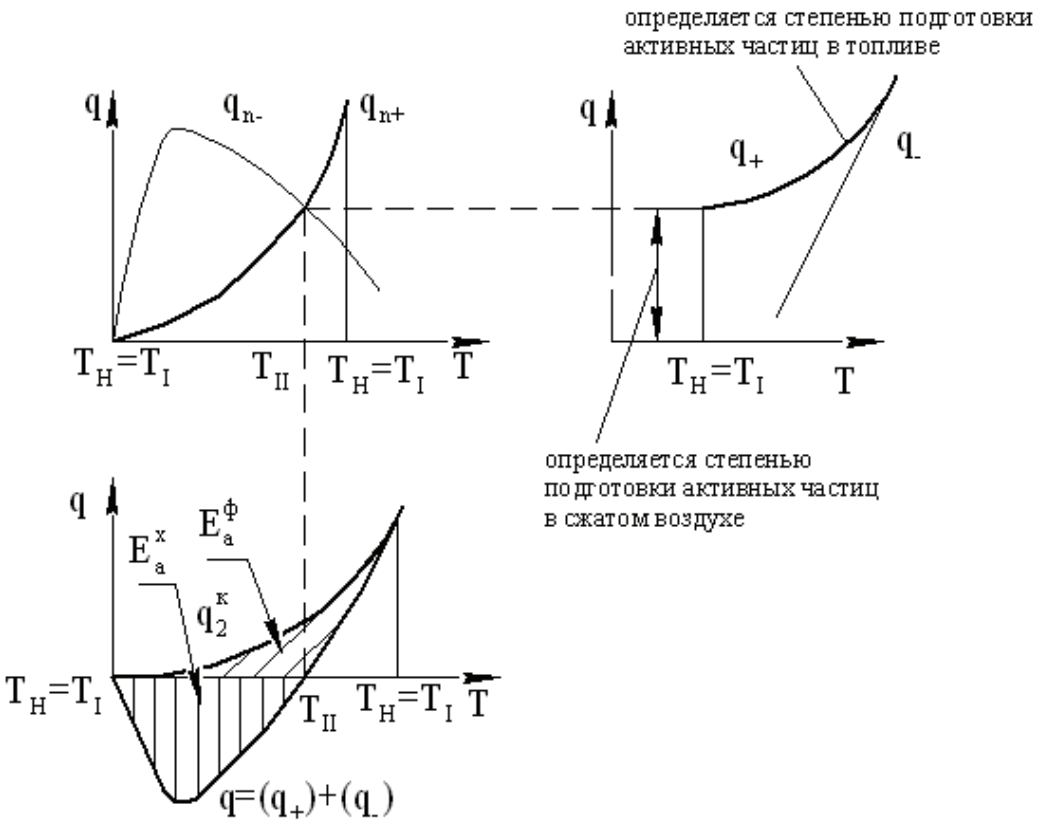


Рис. 2. Тепловой баланс межкапельного пространства процесса самовоспламенения дизельного топлива

По современным представлениям на первом этапе после впрыска топлива идут эндотермические процессы разрыва молекулярных связей $O-O$ окислителей в воздух [12] и деструктивные преобразования углеводородных цепей $H_{n+1}C_n - C_nH_{n+1}$ с выделением радикалов и последующей генерацией неразветвленных цепных реакций [6]. В соответствии с теорией квантов света Эйнштейна, количество поглощенной энергии q_{n-} на элементарном акте эндотермической реакции находится в строгом соответствии с образовавшимися основными группами радикалов на данном этапе $\ddot{O}$ и $\left(H_{n+1}C_n\right)^+$ [5].

На начальном этапе в момент начала топливоподачи, когда с температурой в цилиндре $T_I = T_{\text{н}}$, когда существенно интенсифицируются процессы испарения топлива в цилиндре [6] количество поглощенной теплоты q_{n-} превалирует над начинающимися процессами выделения экзотермической теплоты q_{n+}, связанной с разложением альдегидов [6].

Поэтому общий тепловой поток в реагирующее рабочее тело, состоящее из воздуха, паров и испаряющегося топлива, отрицателен и реакция поддерживается за счет изменения внутренней энергии рабочего тела, уровень которой повышается с вычетом теплопотерь в систему охлаждения. В конце первого и в начале второго этапа, условно выделяемых по [6], количество поглощенной теплоты q_{n-} сравнивается с количеством теплоты q_{n+}, выделяющееся в ходе экзотермической реакции и в последующем также за счет внутренней энергии происходит предвзрывной разогрев в соответствии со случаем предвзрывного протекания реакции [5].

Таким образом, энергия активации $E_a^э$, в соответствии с двухстадийным протеканием предпламенных процессов, складывается из двух составляющих: энергии активации E_a^x, связанной с кинетикой эндотермических процессов холодного пламени и энергия активации $E_a^ф$, связанная с физическими процессами предвзрывного протекания процессов самовоспламенения (рис. 2, б)

$$E_a^э \approx E_a^x + E_a^ф . \qquad (11)$$

Ввиду исключительной сложности разнообразия реакций, фракционного состава топлива (в том числе его качественное влияние — насыщения озоном — на энергию активации). Поэтому в теории предпламенных реакций практическую ценность составляет некоторый обобщенный уровень энергии активации топлива E_a (10), соответствующий энергетическим физико-химическим преобразованиям от момента его впрыска до момента воспламенения дизельного топлива в камере сгорания. Данный уровень задается в начале расчета характеристик тепловыделения и определяет период задержки самовоспламенения. $\Delta\tau_i$ [6].

Эквивалентный уровень энергии активации для не видоизмененного дизельного топлива составляет порядка $E_а = 22 \div 24 \frac{кДж}{моль}$. При озонировании дизельного топлива, находящегося в системе питания двигателя, следует полагать, что данный уровень должен изменяться. В соответствии с принятым обобщением энергии активации $E_a^э \approx E_a$ и принимая во внимание тот факт, что в общем случае реакция горения углеводородов в кислороде превалирует экзотермическое тепловыделение, введем эквивалентную схему протекания предпламенных реакций (рис. 2, в).

Одним из наиболее распространенных и легко реализуемых методов исследования топлива, является определение его температуры вспышки [13]. Перед вспышкой происходит предвзрывной разогрев топлива, причем температура вспышки является критической температурой, при которой количество тепла q_1, отводимого из реакционного пространства стенками тигля, и количества тепла q_2, выделяемого во всем объеме тигля, равны. Отсюда, по аналогии с [5], по системе (4) получим

$$\frac{RT_1^2}{E} - T_1 + T_0 = 0 ,$$

откуда

$$E = \frac{RT_1^2}{T_1 - T_0} , \qquad (12)$$

где T_1 — температура вспышки паров топлива, ºС; T_0 — температура стенок тигля, ºС.

Данная формула использовалась при моделировании энергии активации топлива в зависимости от температуры вспышки паров топлива T_1 при различных температурах стенки тигля T_0 (рис. 3), что может быть использовано при анализе экспериментальных исследований [4].

Выводы

Результаты исследования могут быть применены для изучения новых видов топлив при определении их влияния на энергию активации, а также на период задержки самовоспламенения. Разработанный метод прогнозирования энергии активации топлива на основе теории теплового взрыва позволяет рассчитать энергию активации топлива, что особенно важно при моделировании процесса сгорания топлива в цилиндрах ДВС.

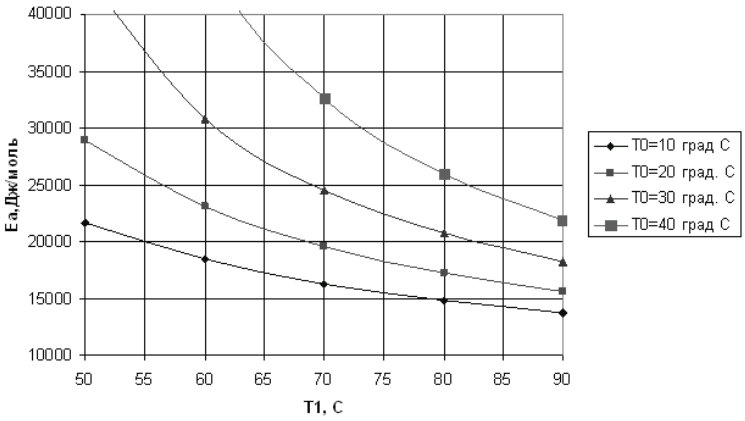


Рис. 3. Зависимость температуры воспламенения паров топлива от энергии активации топлива при различных температурах стенки реакционного сосуда

Список литературы

1. Тенденции развития мирового нефтяного рынка: каких цен ожидать? // Вестник Российского экономического общества № 186 от 18.05.2009 [Электронный ресурс]: еженедельный аналитический обзор событий.— Электрон. дан. (1 файл).— Режим доступа: http://www.ress.ru/v10/vestnik186_2.htm.— Загл. с экрана.

2. Державний комітет статистики України [Электронный ресурс].— Режим доступа: http://www.ukrstat.gov.ua/.

3. Могила В.И., Игнатьев О.Л., Ноженко Е.С., Клюев А.С. Анализ состояния энерго-экологической проблемы на транспорте и один из путей ее решения // «Локомотив-информ».— Х., № 7, июль, 2008.— С.18–20.

4. Golubenko A., Nozhenko E., Mogila V., Vasiljev I., Ignatjev O.: Ozonization influence on energy and ecological characteristics of locomotive diesel engine // Int.Sci. J. «Transport Problems».— Gliwice, Volume 3, Issue 4, Part 2, 2008.— P. 39–46.

5. Семенов Н.Н. Тепловая теория горения и взрывов. // Успехи физ. наук, 1940, XXIII т., вып. 3.— С. 251–292.

6. Разлейцев Н.М. Моделирование и оптимизация процессов сгорания в двигателях.— Харьков: Вища школа, 1980.— 169 с.

7. Stan, C. Verbrenungssteuerung durch Selbstzundund. Teil 1: Thermodynamische Grundanlagen/C. Stan, Ph. Guibert // MTZ.— Vol. 65, № 1.— 2004.— P. 56–62.

8. Голубенко А.Л., Ноженко Е.С., Калашникова Ю.В. К вопросу интенсификации процесса сгорания в двигателе внутреннего сгорания // Весник Восточноукраинского национального университета имени Владимира Даля: В 2-х ч. Ч. 1.— Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2007.— С. 134–137.

9. Кухаренок, Г.М. Рабочий процесс высокофорсированных дизелей. Методы и средства совершенство вания/Г.М. Кухаренок.— Минск: БГПА.— 1999.— 180 с.

10. Руктешель О.С., Вершина Г.А., Пилатов А.Ю. Термодинамический метод расчета средних равновесных концентраций оксидов азота NOx по температурному полю внутрицилиндрового пространства высокофорсированного дизеля // Весці нацыянальнай акадэміі навук Беларусі. Серыя фізіка-тэхнічных навук.— 2007.— № 4.— С. 62–72.

11. Петриченко, Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания: учеб. пособие.— Ленинград: Машиностроение, 1983.— 244 с.

12. Вершина Г.А., Пилатов А.Ю., Матус А.В., Дроздова Н.И. Исследование влияния озона на процесс сгорания в дизельном двигателе // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фізіка-тэхн. навук.–2009.— № 2.— С. 25–32.

13. ГОСТ 6356–87. Нефтепродукты. Продукты химические органические. Методы определения температуры вспышки в закрытом тигле.— Введ. 30.06.87 г.-М.: Изд-во стандартов, 1987–7 с.

Анотація. *Запропоновано метод прогнозування та методика визначення рівня активації палива на основі теорії теплового вибуху для уточнення математичної моделі процесу згорання палива в циліндрах двигуна внутрішнього згорання.*

Abstract. *The method of forecasting and technique of definition a level activation of fuel is offered on the basis the theory thermal explosion for specification mathematical model process of combustion fuel in cylinders of the engine internal combustion.*

Стаття надійшла до редакції 15.07.2009 р.

УДК 625.032.821

РАБИНОВИЧ Э. Х., к. т. н., с. н. с.; ВОЛКОВ В. П., д. т. н., профессор;
БЕЛОГУРОВ Е. А., аспирант; ПОЛЕВОЙ С. С., студент,
Харьковский национальный автодорожный университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ДВИЖЕНИЮ ПО ВЫБЕГУ АВТОМОБИЛЯ ПРИ НАЛИЧИИ ВЕТРА

Выведены и подтверждены экспериментально формулы для расчета скорости ветра и коэффициентов сопротивлений воздуха и качению по результатам выбега.

Простейший путь разделения сопротивлений таков: по замедлению выбега на малой скорости, когда сопротивление воздуха можно считать нулевым, вычислить коэффициент суммарного дорожного сопротивления у (на горизонтальной гладкой дороге равен коэффициенту сопротивления качению *f*), а потом подставить его в уравнение для большей скорости и рассчитать коэффициент аэродинамического сопротивления C_x, принимая, что с увеличением скорости коэффициенты Ψ и *f* не меняются [1]. Слабые места этого подхода — допущения, что на малой скорости сопротивления воздуха нет и что коэффициент Ψ не зависит от скорости. Первый недостаток легко преодолеть, если принять хотя бы приблизительное значение C_x, вычислить соответствующее сопротивление воздуха и отнять от суммарного сопротивления на малой скорости.

Более точный метод описан в [2]. Там тоже принимают допущение о постоянстве Ψ, но ограничивают применимость метода скоростями менее 100 км/ч. В работе [3] введен коэффициент K_V, который характеризует возрастание Ψ от Ψ_2 на малой скорости v_2 до Ψ_1 на большей скорости v_1 и таким образом позволяет расширить диапазон тестовых скоростей.

Но все эти методы ограничены требованием проводить испытание лишь в безветренную погоду. При ветре выбег в разные стороны дает разные замедления, и потому невозможно получить однозначное решение. Заезды в противоположные стороны могут компенсировать уклоны дороги, но не ветер — ведь сопротивление воздуха пропорционально квадрату скорости. Так, если автомобиль едет со скоростью 90 км/ч, а скорость ветра всего 5,5 м/с, т. е. 20 км/ч, то скорость воздушного потока относительно автомобиля в одну сторону составит 110 км/ч, а в противоположную — 70 км/ч. Сила сопротивления воздуха против ветра будет больше, чем по ветру, в $(110/70)^2 = 2{,}5$ раза [4].

Найдем решение задачи при наличии ветра. Как в [3], составим два уравнения: для выбегов туда и обратно с одинаковой скоростью v_1 (м/с) при наличии ветра с неизвестной скоростью $v_в$. В двух выбегах получено разное замедление — j_1 и j_2 (м/с^2). Тогда:

$$\begin{cases} m \cdot g \cdot K_V \cdot \psi_2 + kF \cdot (v_1 + v_в)^2 = \beta \cdot m \cdot j_1; \\ m \cdot g \cdot K_V \cdot \psi_2 + kF \cdot (v_1 - v_в)^2 = \beta \cdot m \cdot j_2, \end{cases} \quad (1)$$

где m — масса автомобиля, кг; kF — фактор обтекаемости; β — коэффициент учета вращающихся масс автомобиля.

Выполним очевидные преобразования:

$$\begin{cases} kF \cdot (v_1 + v_в)^2 = \beta \cdot m \cdot j_1 - m \cdot g \cdot K_V \cdot \psi_2; \\ kF \cdot (v_1 - v_в)^2 = \beta \cdot m \cdot j_2 - m \cdot g \cdot K_V \cdot \psi_2, \end{cases}$$

$$\begin{cases}(v_1+v_в)^2 = m\cdot(\beta\cdot j_1 - g\cdot K_V\cdot\psi_2)/kF;\\ (v_1-v_в)^2 = m\cdot(\beta\cdot j_2 - g\cdot K_V\cdot\psi_2)/kF.\end{cases}$$

Возводим в квадрат левые части и вычитаем:

$$\begin{cases}v_1^2+2v_1v_в+v_в^2 = m\cdot(\beta\cdot j_1 - g\cdot K_V\cdot\psi_2)/kF;\\ v_1^2-2v_1v_в+v_в^2 = m\cdot(\beta\cdot j_2 - g\cdot K_V\cdot\psi_2)/kF.\end{cases}$$

$$4v_1v_в = m\cdot(\beta\cdot j_1 - \beta\cdot j_2 - g\cdot K_V\cdot\psi_2 + g\cdot K_V\cdot\psi_2)/kF;$$

$$v_в = \frac{m\cdot\beta\cdot(j_1-j_2)}{4kF\cdot v_1}, м/с. \quad (2)$$

Теперь, когда известна скорость ветра, возвращаемся к исходному уравнению движения против ветра:

$$m\cdot g\cdot K_V\cdot\psi_2 + kF\cdot(v_1+v_в)^2 = \beta\cdot m\cdot j_1;$$

$$kF\cdot(v_1+v_в)^2 = \beta\cdot m\cdot j_1 - m\cdot g\cdot K_V\cdot\psi_2 = m\cdot(\beta\cdot j_1 - g\cdot K_V\cdot\psi_2);$$

$$k = 0{,}5\cdot\rho\cdot C_x = \frac{m\cdot(\beta\cdot j_1 - g\cdot K_V\cdot\psi_2)}{F\cdot(v_1+v_в)^2},$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м^3.

$$C_x = \frac{2\cdot m\cdot(\beta\cdot j_1 - g\cdot K_V\cdot\psi_2)}{\rho\cdot F\cdot(v_1+v_в)^2}. \quad (3)$$

Для выбега по ветру:

$$C_x = \frac{2\cdot m\cdot(\beta\cdot j_2 - g\cdot K_V\cdot\psi_2)}{\rho\cdot F\cdot(v_1-v_в)^2}. \quad (4)$$

Коэффициент C_x следует вычислять по значениям замедления при высоких скоростях, в этом случае неточности измерений будут влиять меньше. Нужно помнить, что неизвестное значение C_x неявно входит в формулу скорости ветра и в вычисление Ψ_2. Поэтому расчет надо выполнять в несколько итераций, постепенно приближаясь к точному ответу.

Пример использования выведенных формул: определение Ψ_2 и C_x автомобиля «Москвич–2140». Исходные данные взяты из эксперимента, выполненного С. Полевым: интервал скорости по спидометру 100…90 км/ч (по результатам проверки спидометра с помощью GPS — 88…79,2 км/ч), средняя скорость v_1 = 83,6 км/ч = 23,22 м/с. Время выбега по ветру 6,6 с, против ветра — 5,5 с (рис. 1).

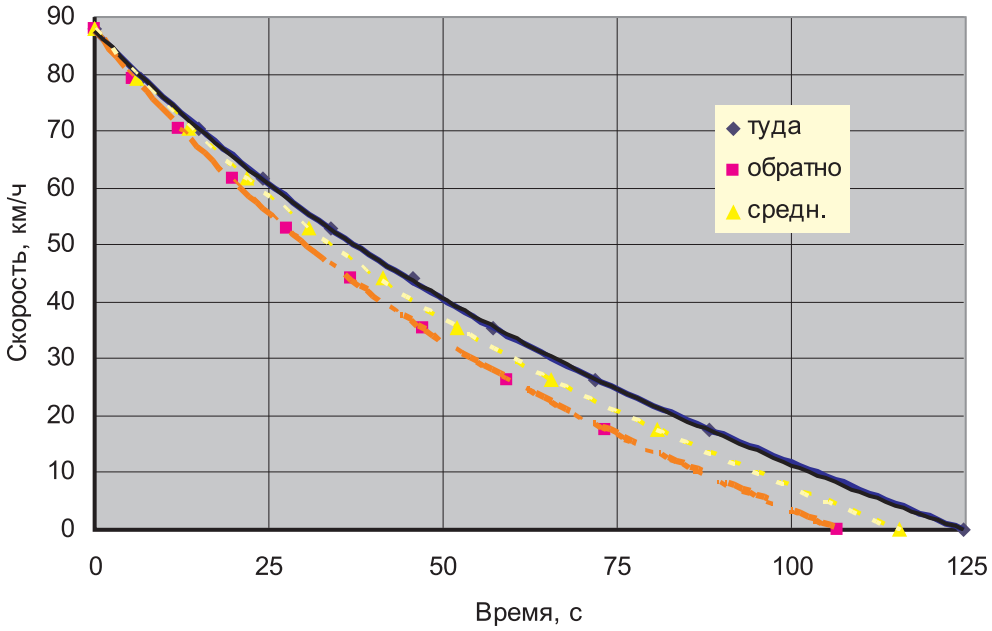


Рис. 1. Диаграммы выбега автомобиля «Москвич–2140»

Соответствующие замедления

$$j_1 = \frac{88 - 79.2}{3.6 \cdot 5.5} = 0,44444 м/с^2; \qquad j_2 = \frac{88 - 79.2}{3,6 \cdot 6,6} = 0,37037 м/с^2 .$$

На малых скоростях, от 26,4 до 17,6 км/ч (средняя 22 км/ч = 6,111 м/с), среднее время выбега в двух направлениях составило 80,8–65,5 = 15,3 с, соответствующее замедление

$$j_{30-20} = (26,4 - 17,6)/(3,6 \cdot 15,3) = 0,1598 \approx 0,16 м/с^2 .$$

Масса автомобиля в этом эксперименте составляла 1395 кг, приведенная масса четырех колес 7,81 × 4 = 31,2 кг, трансмиссии — 4,70 кг. Суммарная приведенная масса и коэффициент учета вращающихся масс при выбеге:

$$m_{пр} = 1395 + 31,2 + 4,7 = 1430,9 \approx 1431 кг; \quad \beta = 1430,9 / 1395 = 1,0257.$$

Сумма сопротивлений на малых скоростях:

$$P_w + P_\psi = j \cdot m_{пр} = 0,16 \cdot 1431 = 228,96 \qquad H.$$

Погодные условия: t = 11 °С, p = 749 мм рт. ст., относительная влажность H = 100%. Плотность воздуха по формуле Международного бюро мер и весов

$$\rho_B = \frac{0,464554 \cdot p - H \cdot (0,00252 \cdot t - 0,020582)}{273,15 + t} =$$

$$= \frac{0,464554 \cdot 749 - 100 \cdot (0,00252 \cdot 11 - 0,020582)}{273,15 + 11} = 1,222 \qquad кг/м^3 .$$

Коэффициент аэродинамического сопротивления «Москвич–2140» на дороге $C_x = 0{,}56$ [5], лобовая площадь по нашей оценке F = 1,9 м². Фактор обтекаемости

$$kF = 0{,}5 \cdot \rho_B \cdot C_X \cdot F = 0{,}5 \cdot 1{,}222 \cdot 0{,}56 \cdot 1{,}9 = 0{,}6501.$$

Сила сопротивления воздуха на малой скорости будет

$$P_w = 0{,}6501 \cdot 6{,}111^2 = 24{,}28 \quad H.$$

Тогда можно считать, что на долю дорожного сопротивления (вместе с потерями в трансмиссии) остается

$$P_\psi = 228{,}96 - 24{,}28 = 204{,}68 \quad H.$$

Соответствующий коэффициент суммарного дорожного сопротивления

$$\psi = P_\psi / G_a = 204{,}68 / 1431 = 0{,}01496 \quad .$$

Скорость ветра:

$$v_в = \frac{m \cdot \beta \cdot (j_1 - j_2)}{4kF \cdot v_1} = \frac{1395 \cdot 1{,}0257 \cdot (0{,}44444 - 0{,}37037)}{4 \cdot 0{,}6501 \cdot 23{,}22} = 1{,}7552 м / с.$$

Вычислим K_V — коэффициент, характеризующий изменение сопротивления качению при переходе от малой скорости к большой (коэффициенты A, B и C — по табл. 1):

$$K_V = \frac{A \cdot v_1^2 - B \cdot v_1 + C}{A \cdot v_2^2 - B \cdot v_2 + C}; \qquad (5)$$

По верхней линии поля возможных значений f при v_1 = 83,6 км/ч, v_2 = 22 км/ч (23,22 и 6,11 м/с):

$$K_V = \frac{3.1124 \cdot 10^{-7} \cdot 83{,}6^2 - 1.2546 \cdot 10^{-5} \cdot 83{,}6 + 13.601 \cdot 10^{-3}}{3.1124 \cdot 10^{-7} \cdot 22^2 - 1.2546 \cdot 10^{-5} \cdot 22 + 13.601 \cdot 10^{-3}} = 1{,}0929.$$

Таблица 1

Функции аппроксимации зависимости коэффициента сопротивления качению *f* от скорости [2, 3]

Шины		$f=Av^2-Bv+C$		
		A·10–7	B·10–5	C·10–3
SR, TR	верхняя граница	3,1124	1,2543	13,601
	средняя линия	2,2571	0,8471	12,467
	нижняя граница	1,4019	0,4400	11,334

$_x$ по результатам выбега против ветра

$$C_x = \frac{2 \cdot 1395 \cdot (1{,}0257 \cdot 0{,}44444 - 9{,}81 \cdot 1{,}0929 \cdot 0{,}01496)}{1{,}222 \cdot 1{,}9 \cdot (23{,}22 + 1{,}7552)^2} = 0{,}5692;$$

то же по ветру

$$C_x = \frac{2 \cdot 1395 \cdot (1{,}0257 \cdot 0{,}37037 - 9{,}81 \cdot 1{,}0929 \cdot 0{,}01496)}{1{,}222 \cdot 1{,}9 \cdot (23{,}22 - 1{,}7552)^2} = 0{,}5725.$$

Среднее значение $C_x = 0{,}5708$. Откорректировав расчеты по этому значению, получим скорость ветра 1,7241 м/с, C_x по выбегу против ветра 0,5706, по ветру — 0,5708.

Дальнейшие итерации не нужны. Среднее значение $C_x = 0{,}5707 \approx 0{,}571$ близко к полученному в аэродинамической трубе значению, увеличенному на 10% для приведения к дорожным условиям, т. е. $C_x = 0{,}5 \times 1{,}1 = 0{,}55$. Еще ближе к значению $C_x = 0{,}56$, полученному методом дорожных испытаний в закрытом аэродинамическом канале [5].

Расчет по усредненным значениям замедления, без поправки на ветер, дал значение $C_x = 0{,}5585$. Расхождение невелико:

$$\varepsilon C_x = 0{,}5707/0{,}5585 - 1 = 2{,}14\%.$$

Однако и скорость в нашем эксперименте ветра была довольно мала — 6,2 км/ч. Полезно было бы провести измерения при более сильном ветре и на другом автомобиле, но тоже таком, для которого есть надежные данные по аэродинамическим свойствам.

В целом экспериментальная проверка подтвердила правильность предложенной методики.

Список литературы

1. Канунников С. Литры на ветер // За рулем. — № 9. — 2000.

2. BOSCH. Автомобильный справочник: Пер. с англ. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. — 992 с.: ил.

3. Рабинович Э. Х., Волков В. П., Белогуров Е. А. Определение сопротивлений движению по выбегу автомобиля // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. — № 7 (125). — Частина 2. — Луганськ, 2008. — С. 22–25.

4. Слесарев В. Соперник ветра: урок аэродинамики // За рулем. — № 1. — 2004. — С. 94–97.

5. Петрушов В. А. Оценка аэродинамических качеств и сопротивлений качению автомобиля в дорожных условиях // Автомобильная промышленность. — 1985. — № 11. — С. 14–20.

Аннотация. *Виведені й підтверджені експериментально формули для розрахунку швидкості вітру й коефіцієнтів опорів повітря й коченню за результатами вибігу у двох протилежних напрямках.*

Abstract. *Formulae for calculation of wind speed and factors of air and rolling resistance by results of run-down in two opposite directions are deduced and confirmed experimentally.*

Стаття надійшла до редакції 01.06.2009 р.

УДК 621.43

РУБАН Д. П., асистент, Черкаський державний технологічний університет;
ГАЙВОРОНСЬКА Г. Я., викладач, Черкаський державний бізнес коледж

ОЦІНКА ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ МІСЬКИХ АВТОБУСІВ МАЛОГО КЛАСУ З ВИКОРИСТАННЯМ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ

Проведено аналіз існуючих методів оцінки економічних та екологічних показників автомобіля. Вибрана ефективна методика оцінки економічних та екологічних показників міських автобусів малого класу. Розроблені рекомендації щодо проведення дослідження на математичній моделі за допомогою програмного забезпечення.

Вступ

На сьогодні у містах України відстежується досить щільні автотранспортні потоки, що в свою чергу погіршує екологію міста. Вагомий внесок у забрудненні міст мають міські автобуси. Основною складовою автобусного парку України є автобуси «Богдан». Зокрема, у місті Черкаси автобуси «Богдан» складають 85% від усіх автобусів міста. Покращити екологію міста можна за рахунок поліпшення екологічних показників міських автобусів малого класу. На міські автобуси «Богдан» встановлюється трансмісія від японських вантажних автомобілів Isuzu. Режими роботи вантажного автомобіля і міського автобуса значно відрізняються. Тому слід оптимізувати систему «двигун-трансмісія» міських автобусів «Богдан».

Аналіз досліджень і публікацій

Для оцінки паливної економічності і токсичності дорожніх транспортних засобів (ДТЗ) застосовуються їздові цикли, які найбільш повно відображають реальні експлуатаційні умови. Вони складаються із послідовних циклів, які включають розгін, рух із сталою швидкістю, сповільнення і роботу двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу [10].

Однак процес випробування ДТЗ за їздовими циклами дуже складний і тривалий у часі, потребує дорогого обладнання, тому останнім часом широко використовується математичне моделювання стандартних послідовностей режимів роботи ДТЗ для оцінки їх економічних і екологічних показників із застосуванням експериментальних характеристик двигунів [7–9]. Результати досліджень показують, що застосування розрахунково-експериментальних методів на базі сучасної обчислювальної техніки сприяє вирішенню більшості практичних задач щодо аналізу і оцінки тих чи інших конструктивних або експлуатаційних заходів, направлених на підвищення паливної економічності та екологічної безпеки ДТЗ [10].

Для аналізу і оцінки заходів, направлених на покращення економічних та екологічних показників ДТЗ, на кафедрі «Двигуни і теплотехніка» НТУ, м. Київ широко застосовується математичне моделювання руху ДТЗ за їздовими циклами [10].

Аналіз виконаних досліджень показує, що застосування розрахункових методів визначення показників ДТЗ під час руху за їздовим циклом дозволяє оцінити паливну економічність і токсичність автомобілів і дає достовірні результати. Так, для автомобіля ЗИЛ-431 410 за навантажувальною характеристикою двигуна (для частоти обертання n=2000 хв-1) визначено, що при роботі на природному газі потужність двигуна зменшується на 17%. Двигун працює на більш збіднених сумішах, що суттєво знижує вміст продуктів неповного згоряння у відпрацьованих газах, особливо оксиду вуглецю CO. Концентрації оксидів азоту NOx близькі в зоні середніх навантажень, в той час як на малих навантаженнях вони вищі, а на великих — нижчі,

ніж при роботі на бензині. Робота двигуна на природному газі супроводжується зниженням вмісту двооксиду вуглецю CO2 на 20–25%. Еквівалентна витрата палива (в МДж) близька як при роботі на бензині, так і при роботі на природному газі. Адекватність математичної моделі руху автомобіля була перевірена шляхом експериментальних досліджень у відповідності до ГОСТ 20 360–90.

У багатьох дослідженнях основним оціночним показником паливної економічності автомобіля прийнята витрата палива (Q, л/100 км, що визначається за паливно-економічними характеристиками в залежності від швидкості руху [11–13]. У більшості робіт [13–15] цей показник визначається у функції від ефективної питомої витрати палива двигуном ge, г/кВт×год, і витрат ефективної потужності двигуна Ne у кВт на подолання зовнішніх опорів руху автомобіля.

При аналізі показника Q, л/100 км, і визначення впливу різноманітних чинників на витрату палива найбільш широко використовуються залежності, що засновані на рівнянні потужнісного балансу автомобіля [16–17]. Поряд із цим, відомі глибокі дослідження паливної економічності автомобіля з використанням паливного балансу, що висвітлені в роботах вітчизняних і зарубіжних авторів [5, 13, 18–20]. Аналіз структури паливного балансу показує, що удосконалення робочих процесів двигунів і зниження витрат потужності на опір руху автомобіля дозволяє істотно підвищити його паливну економічність. У ряді випадків, проте, паливний баланс вносить надмірну деталізацію в розрахунки витрати палива автомобілем, що корисно тільки для аналізу його складових, але є громіздким через велику кількість необхідних вхідних параметрів. Для одержання достовірних величин витрати палива автомобілем велике значення має обґрунтована оцінка паливної економічності двигуна, зокрема, його питомої ефективної витрати палива ge. Авторами [14] у різний час розроблені різноманітні засоби використання в розрахунках витрати палива автомобілем відповідних характеристик роботи двигуна. Але звичайно їх практичне застосування пов'язане з визначенням швидкісних і навантажувальних характеристик автомобільного двигуна шляхом стендових випробувань, що відрізняється значною трудомісткістю, і не завжди доступно на стадії конструювання. У зв'язку з цим створені наближені методи розрахунку основних характеристик роботи двигуна [17]. При відносній простоті застосування цих методів не досягається висока точність одержуваних характеристик через велике осереднення даних при визначенні коефіцієнтів емпіричних рівнянь. Тому для підвищення точності визначення показників паливної економічності і швидкісних властивостей автомобілів безпосередньо використовуються експериментальні швидкісні і навантажувальні характеристики двигунів, що апроксимуються за допомогою поліномів [20]. Вихідними даними при цьому слугують швидкісна зовнішня, часткові і навантажувальні характеристики двигуна, подані таблицями та графіками. Завдяки математичному опрацюванню експериментальних даних на ЕОМ осягається висока точність їх апроксимації з перевіркою за статистичними критеріями.

Окрім показника Q, л/100 км, авторами робіт [13] пропонувалося використання середньої витрати палива як показника паливної економічності автомобіля. У монографії [1] рекомендовано оцінювати паливну економічність автомобіля середньою витратою палива при нормальному експлуатаційному режимі руху в різноманітних дорожніх умовах при різному корисному навантаженні автомобіля.

Поряд з аналітичними методами для оцінки паливної економічності автомобілів у нашій країні і за кордоном обов'язково використовуються експериментальні дослідження. Відповідно до ГОСТ 20 306–90 [11] паливна економічність автомобіля оцінюється рядом контрольних показників витрати палива в л/100 км (контрольний, у магістральному циклі на дорозі, у міському циклі), паливною характеристикою сталого руху і паливно-швидкісною характеристикою на магістрально-горбковій дорозі. Крім дорожніх випробувань автомобілів, передбачаються стендові дослідження за заданою програмою, що узгоджується з міжнародними стандартами [12].

Постановка задачі

Для визначення оптимальних передаточних відношень трансмісії за умови мінімальної витрати палива та оптимальних екологічних показників можна використати математичне моделювання. Але в математичній моделі слід враховувати не тільки зовнішню швидкісну характеристику. Необхідно дослідити двигун на випробувальному стенді. А саме зняти швидкісні часткові та навантажувальні характеристики. Врахування цих характеристик в математичній моделі дасть змогу якісно оптимізувати систему «двигун-трансмісія» міських автобусів.

Основна частина

Проводяться дослідження експлуатаційних показників роботи автобуса, двигун якого є основним об'єктом експериментальних досліджень. Паливна економічність і шкідливі викиди автобуса в умовах експлуатації визначаються значною кількістю пов'язаних між собою факторів, які відносяться до різних дослідних об'єктів. Такі фактори доцільно досліджувати за допомогою системного підходу.

В Національному транспортному університеті розроблено методику дослідження експлуатаційних властивостей дорожніх транспортних засобів в системі «водій — автомобіль — дорога», яка визначає вплив різних факторів та їх взаємодію з використанням системного підходу. На основі цієї методики проводяться дослідження за допомогою математичної моделі руху міського автобуса «Богдан», обладнаного дизельним двигуном міським їздовим циклом.

У зв'язку з тим, що двигун автобуса при русі за режимами їздових циклів більшу частину часу працює в неусталених режимах, які характеризуються зміною умов руху, частоти обертання колінчастого вала, прискорення та швидкості автобуса, важливим є отримання даних паливної економічності, екологічних та енергетичних показників досліджуваного автобуса.

При проведенні розрахункових досліджень за основу була прийнята математична модель, розроблена на кафедрі «Двигуни і теплотехніка» НТУ.

Математична модель складається з диференціальних і алгебраїчних рівнянь, що описують рух автобуса в окремих режимах. Вхідними змінними у математичній моделі є вибрана передача, моменти зміни передачі, тривалість перемикання передачі, швидкість руху, втрати у трансмісії та двигуні, дорожні умови (величина коефіцієнта опору коченню), завантаженість автобуса, вибраний цикл руху. Вихідними параметрами є витрата палива, викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигуна та транспортна робота автобуса.

За математичною моделлю дизельного двигуна Isuzu було уточнено програму для визначення енергетичних, паливно-економічних та екологічних показників автобуса «Богдан» імітацією режимів міського їздового циклу.

Програмна реалізація — мова програмування Fortran 77. Програма складається з головного модуля, підпрограм — функцій «FUNCTION» та підпрограм типу «SUBROUTINE». Результати розрахунків виводяться на монітор та одночасно записуються на жорсткий диск комп'ютера в окремі файли.

В основній програмі описуються: вихідні дані автобуса; режими руху автобуса і роботи двигуна; коефіцієнти поліноміальних моделей; алгоритм послідовного перебирання елементів операційної карти їздового циклу; різні умови і обмеження щодо відтворення тих чи інших режимів руху автобуса та роботи двигуна залежно від дійсних (отриманих в процесі моделювання) та заданих операційною картою параметрів.

Підпрограми «DEPDAT» і «DDT» призначено для запам'ятовування значень параметрів процесу руху і списку параметрів для звертання до стандартної програми «RKF 45».

Підпрограма «RAZGX1» містить залежності необхідні для визначення параметрів, які входять у рівняння, що визначають крутний момент двигуна під час роботи в неусталених

режимах. Цей момент сам є параметром, який входить в диференціальне рівняння розгону двигуна в режимі холостого ходу.

Підпрограма «ENGINE» містить залежності для визначення параметрів, які входять в рівняння, що визначають крутний момент двигуна під час рушання автобуса з місця, енергетичні показники автобуса при роботі двигуна в неусталених режимах. А також диференціальне рівняння руху веденої частини зчеплення з урахуванням сполучених з нею рухомих мас автобуса, приведених до зчеплення і оператор звертання до підпрограми «SHASSI».

Підпрограма «SHASSI» містить залежності для визначення параметрів, які характеризують опір руху автобуса.

Підпрограма «RAZGON» має оператор звертання до програми «ENGINE» і диференціальні рівняння руху автобуса з під'єднаним та від'єднаним двигуном.

В підпрограмі «OUTPUT» зведено залежності, за якими визначаються: масові викиди шкідливих речовин, параметри руху за усією послідовністю режимів, заданих операційною картою; масових викидів шкідливих речовин; визначає екстремальні значення деяких параметрів і т. д.

Підпрограма «OUTPUT» містить також оператор звертання до програми «FUEL» і оператор виведення енергетичних, економічних, екологічних та інших показників автобуса в окремий файл.

Підпрограма «FUEL» містить залежності для розрахунку концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах, витрати палива і повітря в різних режимах роботи двигуна.

В підпрограмі «DPKOBS» обчислюється розрідження у впускному трубопроводі, як функції від частоти обертання двигуна і кута відкриття дросельних заслінок.

У «FUNCT1» приведено загальні поліноміальні залежності від двох змінних другого степеня.

Для розв'язування системи диференціальних рівнянь в програмі застосовано числове інтегрування методом Рунге-Кутта. Для реалізації розв'язання використано стандартну програму «RKF 45».

За результатами розрахунків створюються файли даних, у яких виводяться параметри процесу руху автобуса і роботи двигуна, поточні значення витрат палива, повітря і концентрації шкідливих речовин та сумарні значення витрати палива і масових викидів шкідливих речовин у циклі.

Висновки

Вибрана ефективна методика оцінки економічних та екологічних показників міських автобусів малого класу. Дана методика містить математичну модель, що дозволяє оцінити як екологічні показники так і показники паливної економічності. Це дуже важливо для поліпшення екології міста.

Література

1. Великанов Д.П. Развитие метода оценки совершенства конструкции автомобиля // Автомобильный транспорт.— 1973 — № 1.— С. 38–4

2. Сахно В.П., Бумага О.Д., Горбаха М.М. До визначення показників тягово-швидкісних властивостей газобалонного автобуса // Автошляховик України. Вісник ЦНЦ ТАУ.— 2003.— Окремий випуск № 6.— С. 129–133.

3. Чередниченко Ю.И. Как выбирать параметры технических систем // «Грузовик».— 2001.— № 2.— С. 41–46.

4. Гащук П.М. Теоретичні основи аналізу та синтезу оптимальних енергоперетворювальних властивостей автотранспортних засобів: Автореф. дис…. д-ра техн. наук: — Львів, 1997.— 48 с.

5. Чередниченко Ю.И. Как выбирать параметры технических систем // «Грузовик».— 2001.— № 3.— С. 42–48.

6. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин.— М.: Машиностроение, 1990.— 352 с.

7. Скирков Н.Д. Оптимизация регулирования бензинового двигателя по топливной экономичности с учетом токсичности: Автореф. дис…. канд. тех. наук: 05.04.02/Моск. авт.-дор. ин-т.— М, 1980.— 16 с.

8. Гарбер А.З. Совершенствование методов снижения токсичности отработавших газов и расхода топлива городскими автобусами с карбюраторными двигателями в условиях эксплуатации: Автореф. дис…. канд. тех. наук: 05.22.10/Моск. авт.-дор. ин-т.— М., 1986.— 23 с.

9. Терехов Е.М. Методика и программа определения расхода топлива и выбросов токсичных компонентов в отработавших газах бензинового двигателя при движении автомобиля по ездовому циклу // Тр. НАМИ.— М.— 1982.— Вып. 186.— С. 44–46.

10. Гутаревич Ю.Ф., Матейчик В.П., Сидоренко Р.В., Яновський В, В. Перевірка адекватності математичної моделі руху дорожнього транспортного засобу за їздовим циклом при роботі на бензині і природному газі // Вісник Національного транспортного університету та Транспортної академії України.— Київ: НТУ, ТАУ, 2001.— Випуск 7.— С. 300–305.

11. ГОСТ 20 306–90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний.— М.: Издательство стандартов. 1991.— 31 с.

12. Гусаров А.П., Кутенев В.Ф., Осепчугов В.В. Усовершенствованный испытательный ездовой цикл // Автомобильная промышленность.— 1986.— № 1.— С. 35–36.

13. Токарев А. А, Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля.— М.: Машгиз, 1982.— 224 с.

14. Чудаков Е.А. Теория автомобиля.— 3-е изд., перераб. и доп.— М.: Машгиз, 1990–343 с.

15. Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля.— М: Машиностроение, 1996.— 280 с.

16. Фалъкевич Б.С. Теория автомобиля.— 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Машгиз, 1963.–239 с.

17. Багаев М.И. К вопросу определения экономичности автомобиля // Тр. Тюменского индустр. инс-та.— 1974. Вып. 27.— С. 123–127.

18. Шапко, В. Ф., Нарбут Т.А. К вопросу о расчете топливной экономичности автомобиля // Изв. вузов.— М.: Машиностроение, 1977 — С. 110–112.

19. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля.— М.: Машиностроение, 1984.— 160 с.

20. Диваков Н.В., Стрельников А.Н. Топливный баланс автомобиля // Автомобильная промышленнось.— 1981.— № 8.— С. 13–15.

Аннотация. *Проведен анализ существующих методов оценки экономических и экологических показателей автомобиля. Выбрана эффективная методика оценки экономических и экологических показателей городских автобусов малого класса. Разработаны рекомендации к проведению исследования на математической модели с помощью программного обеспечения.*

Abstract. *The analysis of existing methods of an estimation of economic and ecological parameters of the automobile is carried out (spent). The effective technique of an estimation of economic and ecological parameters of urban buses of a small class is chosen. The recommendations to realization of research on mathematical model with the help of the software are developed.*

Стаття надійшла до редакції 14.05.2009 р.

УДК 621.436–55

СЕРИКОВ С. А., к. т. н., доцент; БОРОДЕНКО Ю. Н., к. ф-м. н., доцент,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

СИЛОВАЯ УСТАНОВКА ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ КАК ОБЪЕКТ УПРАВЛЕНИЯ

Рассмотрена силовая установка гибридного автомобиля с последовательно-параллельной схемой построения. Получена математическая модель силовой установки как объекта управления по скорости движения.

Введение

Наиболее перспективным направлением решения задачи повышения экологической безопасности и экономичности транспортных средств в настоящее время считается применение гибридных силовых установок (ГСУ). Такая силовая установка включает в себя, помимо основного двигателя внутреннего сгорания (ДВС), вспомогательный двигатель и контур рекуперации энергии. В качестве основного двигателя гибридной силовой установки (ГСУ) может выступать дизельный, бензиновый либо газовый ДВС. Вспомогательным двигателем, как правило, является электродвигатель переменного или постоянного тока. При этом контур рекуперации энергии состоит из генератора, аккумулятора, преобразователя напряжения, инвертора и т. д.

Ключевым элементом ГСУ является распределитель мощности, обеспечивающий перераспределение потоков мощности между ходовой частью автомобиля, основным двигателем, вспомогательным двигателем и контуром рекуперации энергии. Оптимальное управление перераспределением потоков мощности оказывает решающее влияние на эффективность гибридного автомобиля.

Анализ публикаций

При проектировании нового гибридного транспортного средства (ТС) решить сложную проблему научного обоснования базовых параметров и характеристик ГСУ экспериментальными методами практически невозможно из-за большого количества материальных и временных затрат на разработку и изготовление семейства ГСУ, их установку на автомобиль и проведения комплекса лабораторно — дорожных испытаний. Следовательно, необходимо разрабатывать соответствующие методики расчета и оптимизации параметров и характеристик ГСУ, которые базировались бы на численных методах расчета показателей эксплуатационных свойств гибридных автомобилей и на методах параметрической оптимизации конструкций. Такие методики должны позволять обоснованно выбирать конструктивные решения при создании ГСУ в зависимости от типа автомобиля, на котором она будет установлена, и требований, предъявляемых к его тягово-скоростным свойствам и топливной экономичности. Очевидно, что такие методики расчета и оптимизации параметров и характеристик ГСУ могут быть основаны на проведении вычислительных экспериментов с соответствующими математическими моделями. Однако, при разработке новых силовых установок для гибридных автомобилей практически невозможно проводить сравнительный анализ различных конструктивных решений, не рассматривая алгоритмы перераспределения потоков мощности между трансмиссией, основным и вспомогательным двигателями и контуром рекуперации энергии.

Имеется целый ряд работ, посвященных анализу различных схем построения ГСУ и связанных с ними особенностей оптимизации перераспределения нагрузки между ее отдельными

агрегатами [1–11]. В большинстве из них указывается на значительную сложность формального описания силовой установки гибридного автомобиля как объекта управления. Кроме этого, при синтезе САУ ГСУ возникают сложности с определением цели управления и критериев качества управления, поскольку они зависят от режима движения и дорожной обстановки. Отдельной проблемой является идентификация возмущающих воздействий. В работах [1, 5, 9], для формальной постановки задачи синтеза САУ ГСУ используются методов нейро-фаззи регулирования. В [11] и ряде других работ рассматривается решение оптимизационной задачи методом динамического программирования, что стало возможным благодаря значительной идеализации. Анализ известных публикаций [1, 9, 10] показывает, что имеющиеся наработки в области оптимизации управления ГСУ не позволяют решить проблему сравнительного анализа различных конструктивных решений и обоснования базовых параметров и характеристик силовых установок гибридных автомобилей. Одной из причин этому является отсутствие адекватных математических моделей ГСУ как объекта управления.

Цель и постановка задачи

Задачи выбора оптимального режима работы (варианта кинематической схемы) ГСУ и оптимального перераспределения потоков мощности между силовыми агрегатами и контуром рекуперации энергии характерны для параллельной и последовательно-параллельной схем построения ГСУ. В данной работе рассмотрены особенности последовательно-параллельной схемы ГСУ и трансмиссии гибридного автомобиля как объекта управления по скорости движения.

При разработке математической модели, описывающей динамику гибридного автомобиля на различных режимах работы силовой установки, упругодеформирующие свойства трансмиссии, а также возможная пробуксовка ведущих колес при движении ТС не учитывалась. Возмущающим воздействием в системе ГСУ — автомобиль — дорога выступает изменение силы сопротивления движению, вызванное изменением продольного уклона дороги и характеристик дорожного покрытия.

Анализ кинематической схемы гибридной силовой установки

Последовательно — параллельная схема ГСУ, которая получила наибольшее распространение при разработке гибридных автомобилей, предполагает использование планетарного механизма PD для разделения потока мощности ДВС на две составляющие. Первая составляющая предназначена для непосредственного привода ведущих колес, а вторая обеспечивает привод генератора St/G (рис. 1).

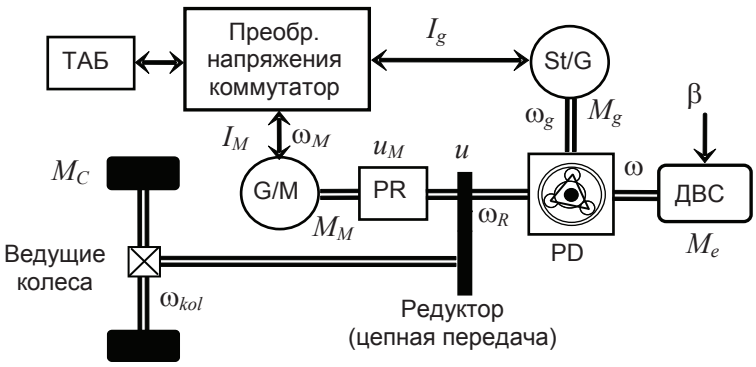


Рис. 1. Последовательно-паралельная схема гибридной силовой установки

Коленчатый вал ДВС соединен с водилом сателлитов планетарного делителя мощности PD. К солнечной шестерне подсоединен ротор генератора St/G. Коронная шестерня связана с ведущими колесами через редуктор с передаточным отношением u и с ротором тягового электродвигателя G/M через редуктор PR с передаточным отношением u_m. Планетарный понижающий редуктор PR обеспечивает понижение скорости вращения и увеличение крутящего момента тягового электропривода для оптимального согласования характеристик электрической машины со скоростным режимом автомобиля. В некоторых конструкциях ГСУ предусмотрено изменение передаточного отношения редуктора PR в зависимости от режима движения. Так, в гибридной коробке передач L110 автомобиля Lexus GS450h, используется двухступенчатый планетарный редуктор с гидравлическим управлением. В некоторых конструкциях ГСУ редуктор PR отсутствует.

В зависимости от условий движения привод ведущих колес может осуществляться от тягового электропривода, получающего энергию от ТАБ и генератора (St/G), от ДВС или от тягового электропривода и ДВС, включенных параллельно с различными долями по мощности. Перераспределение потоков мощности от ДВС в ГСУ данного типа осуществляется посредством планетарного механизма, выполненного по схеме Джемса. Соотношение скоростей вращения звеньев такого механизма описывается формулой Виллиса:

$$\frac{Z_R}{Z_S} = \frac{\omega - \omega_g}{\omega_R - \omega},$$

где Z_R — количество зубьев коронной шестерни; Z_S — количество зубьев солнечной шестерни; ω_g — скорость вращения ротора генератора (солнечной шестерни); ω — скорость вращения КВ ДВС (водила сателлитов); ω_R — скорость вращения коронной шестерни.

Скорость вращения ротора тягового электродвигателя ω_M связана со скоростью вращения коронной шестерни планетарной передачи PD выражением:

$$\omega_M = u_M \omega_R.$$

При отсутствии в схеме ГСУ редуктора PR $u_M = 1$; $\omega_M = \omega_R$.

Моменты вращения звеньев планетарного механизма связаны соотношениями:

$$M_R = 0{,}5 M_e \frac{Z_S + 2Z_C}{Z_S + Z_C},$$

$$M_g = 0{,}5 M_e \frac{Z_S}{Z_S + Z_C},$$

где M_R — составляющая эффективного крутящего момента ДВС, приложенная к коронной шестерне планетарного механизма PD; $M_g = M_g\left(\omega_g, I_g\right)$ — момент сопротивления, развиваемый генератором (приложен к солнечной шестерне); I_g — ток генератора; Z_C — количество зубьев сателлита.

В качестве тягового электропривода G/M применяется обратимая электрическая машина. Работая в генераторном режиме при торможении ТС, она может создавать необходимый тормозной момент, обеспечивая одновременно рекуперацию кинетической энергии ТС. Особенностью рассматриваемой схемы ГСУ является отсутствие муфты сцепления. Движению с разблокированной муфтой сцепления соответствует режим с равным нулю моментом сопротивления

генератора St/G, когда, в соответствии со свойствами планетарного механизма, отсутствует передача мощности от ДВС как к приводу ведущих колес, так и к генератору. Управление ГСУ осуществляется посредством следующих управляющих воздействий:

– положение органа управления мощностью ДВС (положение дросселя β);

– ток обратимой электрической машины I_M тягового электропривода. При помощи управления током I_M достигается требуемое значение момента вращения либо момента сопротивления на валу ротора обратимой электрической машины M_M;

– ток генератора I_g. При помощи управления током I_g достигается требуемое значение момента сопротивления на валу генератора M_g;

– команды управления планетарным понижающим редуктором PR тягового электропривода (при наличии многоступенчатого понижающего редуктора);

– команды управления ленточным тормозом, при помощи которого может быть остановлено каждое звено планетарного механизма ГСУ (при наличии ленточного тормоза).

Согласно кинематической схеме, скорость ротора тягового электропривода ω_M связана со скоростью вращения ведущих колес ω_{kol} соотношением

$$\omega_{kol} = \omega_M \frac{1}{u_M u}.$$

При отсутствии пробуксовывания колес скорость автомобиля определяется выражением

$$V = \omega_{kol} r_{kol}.$$

ГСУ с планетарным делителем мощности и непосредственно связанный с ней потребитель мощности (собственно автомобиль) в случае прямолинейного движения, когда дифференциал не задействован, образуют систему с двумя степенями свободы. Запишем уравнения динамического равновесия данной системы, воспользовавшись методом Даламбера. Для случая $M_g \neq 0$ данные уравнения будут иметь вид:

$$\begin{cases} J_{Pe} \dfrac{d\omega}{dt} = M_e - M_g \dfrac{1}{m_2} - \dfrac{1}{m_1}\left(M_C \dfrac{1}{u} - M_M u_M \right) \\ J_{Pm} \dfrac{d\omega_M}{dt} = M_M + M_e \dfrac{m_1}{u_M} - M_g \dfrac{m_1}{u_M m_2} - M_C \dfrac{1}{u_M u}, \\ \omega_g = \omega\left(1 + \dfrac{Z_R}{Z_S}\right) - \omega_M \dfrac{Z_R}{Z_S} \cdot \dfrac{1}{u_M} \end{cases}$$

где J_{Pe} — суммарный момент инерции вращающихся масс системы, приведенный к оси вращения КВ; J_{Pm} — суммарный момент инерции вращающихся масс системы, приведенный к оси вращения ротора тягового электродвигателя;

$$m_1 = 0{,}5 \frac{Z_S + 2Z_C}{Z_S + Z_C},$$

$$m_2 = 0{,}5 \frac{Z_S}{Z_S + Z_C}.$$

— коэффициенты, характеризующие свойства планетарного механизма PD.

Суммарные приведенные моменты инерции можно определить из условия равенства кинетической энергии приведенной вращающейся массы и кинетической энергии масс, которые действительно находятся в движении:

$$J_{Pe} = J_{dv} + J_{gn}\left(\frac{\omega_g}{\omega}\right)^2 + J_{em}\left(\frac{\omega_M}{\omega}\right)^2 + k_{vm}m_A\left(\frac{r_{kol}}{u_M u}\cdot\frac{\omega_M}{\omega}\right)^2;$$

$$J_{Pm} = J_{em} + J_{gn}\left(\frac{\omega_g}{\omega_M}\right)^2 + J_{dv}\left(\frac{\omega}{\omega_M}\right)^2 + k_{vm}m_A\left(\frac{r_{kol}}{u_M u}\right)^2,$$

где J_{gn} — момент инерции ротора генератора.

При $M_g = 0$ отсутствует передача мощности от ДВС как к приводу ведущих колес, так и к генератору. В этом случае уравнения динамического равновесия примут вид:

$$\begin{cases} J_{dv}\dfrac{d\omega}{dt} = M_e \\ J_{Pm1}\dfrac{d\omega_M}{dt} = M_M - M_C\dfrac{1}{u_M u} \\ \omega_g = \omega\left(1+\dfrac{Z_R}{Z_S}\right) - \omega_M\dfrac{Z_R}{Z_S}\cdot\dfrac{1}{u_M} \end{cases},$$

где

$J_{Pm1} = J_{em} + k_{vm}m_A\left(\dfrac{r_{kol}}{u_M u}\right)^2$, — суммарный момент инерции вращающихся масс системы, приведенный к оси вращения ротора тягового электродвигателя без учета масс генератора и ДВС.

Выводы

Для гибридных автомобилей с последовательно-параллельной схемой построения ГСУ получена математическая модель силовой установки как объекта управления по скорости движения. Полученная модель используется при оптимизации процесса перераспределения потоков мощности между агрегатами ГСУ на различных тягово-скоростных режимах. Решение такой оптимизационной задачи обеспечит возможность проведения сравнительного анализа различных конструктивных решений, и научного обоснования базовых параметров и характеристик ГСУ.

Список литературы

1. Бажинов О.В., Смирнов О.П., Сєріков С.А., Гнатов А.В., Колєсніков А.В. Гібридні автомобілі. — Харків: ХНАДУ, 2008. — 327 с.

2. Карунин А.Л., Бахмутов С.В., Селифонов В.В., Круташов А.В., Баулина Е.Е., Карпухин К.Е., Авруцкий Е.В. Экспериментальный многоцелевой гибридный автомобиль // Автомобильная промышленность. — 2006. — № 7.

3. Tony Markel, Matthew Zolot, Keith B. Wipke, and Ahmad A. Pesaran (National Renewable Energy Laboratory) Energy Storage System Requirements for Hybrid Fuel Cell Vehicles. Advanced Automotive Battery Conference Nice, France, June 10–13, 2003 (http://www.ctts.nrel.gov/).

4. Бороденко Ю.М., Сєріков С.А., Смирнов О.П. Система керування гібридною силовою установкою з пневмодвигуном // Вісті автомобільно — дорожнього інституту: Науково — виробничий збірник АДІ ДонНТУ.— 2008.— № 1 (6).— С. 32–38

5. Сериков С.А., Бороденко Ю.Н., Дзюбенко А.А. Нечітка модель системи керування силовою установкою гібридного автомобіля // Вісник ЖДТУ. Технічні науки.— 2006.— Випуск IV (39).— С. 240–247.

6. Сериков С.А., Бороденко Ю.Н., Дзюбенко А.А. Синтез системы управления силовой установкой гибридного автомобиля // Вісник ХНАДУ. Харьков: ХНАДУ.— 2007.— Вып. 36.— С. 69–73.

7. Сериков С.А., Бороденко Ю.Н., Дзюбенко А.А., Серикова Е.А. Моделирование элементов САУ гибридной силовой установки с гидротрансмиссией // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: Сб. нуч. тудов. Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ».— 2007.— Вып. 34.— 151–163.

8. Сериков С.А. Синтез оптимального управления гибридной силовой установкой // Проблемы управления и информатики.— 2009.— № 2.— С37–47.

9. Development of Fuzzy Logic and Neural Network Control and Advance Emissions Modeling for Parallel Hybrid Vehicles/A. Rajagopalan, G. Washington, G. Rizzoni, Y. Guezennec. Center for Automotive Research. The Ohio State University Columbus, Ohio. Subcontract Report — December 2003 (http://www.osti.gov/bridge).

10. Chan-Chiao Lin, Zoran Filipi, Yongsheng Wang, Loucas Louca, Huei Peng, Dennis Assanis, Jeffrey Stein. Integrated, Feed-Forward Hybrid Electric Vehicle Simulation in SIMULINK and its Use for Power Management Studies. Automotive Research Center. The University of Michigan, 2001

11. Сериков С.А. Оптимальное управление гибридной силовой установкой // Автомобильный транспорт: Сб. науч. тр.— Харьков: ХНАДУ.— 2008.— Выпуск 23.— С 60–65.

Анотація. *Розглянуто силову установку гібридного автомобіля з послідовно-паралельною схемою побудови. Одержано математичну модель силової установки як об'єкту керування по швидкості.*

Abstract. *The power system of hybrid vehicle with the series-parallel chart of construction is considered. Mathematical model of power system as control object on speed are gained.*

Стаття надійшла дло редакції 24.06.2009 р.

УДК 629.3+504

СМИРНОВ О. П., к. т. н., доцент; ПАНІКАРСЬКИЙ О. С., к. т. н., доцент;
БОЖЕНОВ В. С., аспірант; СМИРНОВА А. О., студентка,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВИКОРИСТАННЯ КОНДЕНСАТОРІВ ВЕЛИКОЇ ЄМНОСТІ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ АКУМУЛЯТОРНИХ БАТАРЕЙ ГІБРИДНИХ АВТОМОБІЛІВ

Розглянуто питання використання конденсаторів великої ємності для забезпечення оптимальних параметрів роботи акумуляторних батарей гібридних силових установок автотранспортних засобів. Проведено математичне моделювання фізичних процесів.

Вступ

Автомобільний транспорт визначає економічний та соціальний розвиток країни. На України автотранспорт перевозить більш ніж 70% вантажу та 85% пасажирів, і потреби у ньому безперервно зростають. Тому проблема підвищення паливної економічності та екологічної чистоти транспортних засобів з кожним роком все більш загострюється. Вирішення цієї складної проблеми полягає, на наш погляд, у створенні гібридних силових установок, які об'єднують позитивні якості як двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), так і додаткового тягового електричного двигуна. Основною проблемою при створенні гібридних транспортних засобів та електромобілів є джерело електричної енергії. Таким джерелом вважається акумуляторна батарея.

Дане дослідження спрямоване на підвищення ефективності акумуляторних батарей, які встановлюються на гібридні силові установки автомобілів або електромобілі, за рахунок використання конденсаторів великої електричної ємності. Конденсатори великої ємності або ультраконденсатори відомі також під такими назвами як іоністор, Ultracapacitor, UltraCap, SuperCap, Supercapacitor та ін.

У дослідженні наведені деякі результати щодо використання конденсаторів великої ємності для забезпечення оптимальних параметрів роботи акумуляторних батарей які живлять гібридні силові установки автомобілів або електропривод електромобілів. У роботі наведені як схемні рішення використання конденсаторів сумісно з свинцево-кислотними акумуляторними батареями, так і проведено математичне моделювання процесу розряду такого джерела енергії при живленні тягового електричного двигуна. Моделювання проведено за допомогою ліцензійної програми Matlab Simulink.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

У складі гібридних силових установок та в електромобілях можуть використовуватися різні типи акумуляторних батарей, а саме: нікель-металгідридні (NiMH), нікель-кадмієві (NiCd), свинцево-кислотні, літій-іонні (Li-Ion), літій-полімерні та інші типи батарей. Але усі вони мають такі основні недоліки, як велика маса, тривалий час заряду, відносно малий ресурс. За рахунок цього електромобілі на цих акумуляторних батареях мають невеликий запас ходу та великий термін поповнення енергетичних запасів [1, 2].

Конденсатори великої електричної ємності мають свої переваги порівняно з акумуляторними батареями. Вони характеризуються швидким зарядом-розрядом, великою питомою потужністю,

низькими струмами втрат, симетричністю струмів заряду і розряду, великою кількістю циклів заряд-розряд.

Використовуються такі ємнісні накопичувачі електричної енергії в приладобудуванні, енергетиці, автомобілебудуванні, машинобудуванні, електротехніці і інших областях науки і техніки, наприклад, як резервне або автономне джерело живлення. На транспорті конденсатори великої ємності знайшли своє застосовування для створення конденсаторних або акумуляторно-конденсаторних систем пуску двигунів внутрішнього згорання. Використовують їх також для живлення тягового електропривода на електротранспорті. Новим напрямом використання конденсаторів великої ємності є гібридні силові установки автомобілів та електромобілі. Саме цьому питанню і присвячено дане дослідження.

Виробляються конденсатори великої ємності у Росії на ЗАТ «ЭЛИТ», Курськ, ЗАТ» ЭСМА», Москва та інших підприємствах. Ультраконденсатори, в залежності від модифікації, мають ємність до 12 000 Ф, питому енергію до 10 кДж/літр, питому потужність до 3 кВА/літр при достатньо невеликих габаритно-масових параметрах [3]

Мета та постановка задачі

Метою даного дослідження є розробка схемних рішень щодо підвищення ефективності акумуляторних батарей, які встановлюються на гібридні силові установки автомобілів або електромобілі, за рахунок використання конденсаторів великої ємності.

При експлуатації гібридної силової установки постає важливе питання забезпечення необхідного температурного режиму акумуляторної батареї при високих струмах заряду-розряду. Температура електроліту не повинна перевищувати 50 0С (ГОСТ 959. 0-84Е). Втрати електроенергії відбуваються на внутрішньому опорі акумулятора. Особливо вони відчутні при пускові електродвигуна або значному його навантаженні внаслідок прискорення транспортного засобу [4].

Дане дослідження особливо актуально в режимах пуску. В режимі пуску конденсатор швидко віддає свою енергію тяговому електричному двигуну.

Тому завданням даного дослідження визначено математичне моделювання фізичних процесів розряду-заряду ультраконденсатора сумісно зі свинцево-кислотними акумуляторними батареями саме у режимах пуску та прискорення транспортного засобу з гібридною силовою установкою.

Схемні рішення побудови гібридної силової установки автомобіля

При створенні екологічно чистого автомобіля в ХНАДУ за базовий транспортний засіб був вибраний автомобіль «Таврія» ЗАЗ 1102 пікап, щоб було зручно встановлювати додаткове обладнання. Згідно виробленої концепції конструкція гібридної силової установки складається з наступних основних компонентів: тяговий електричний двигун постійного струму з приводом на задні колеса, блок акумуляторних батареї з ультраконденсатором С, система керування, генераторна установка та ДВЗ налаштований на екологічно чистий режим роботи [5].

Структурна схема запропонованої конструкції гібридної силової установки автомобіля ХНАДУ представлена на рис. 1.

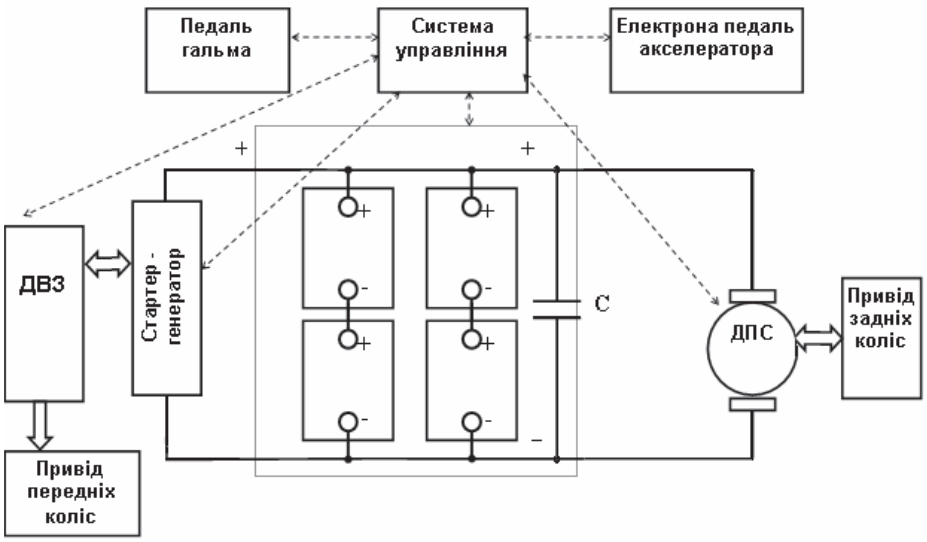


Рис. 1. Структурна схема гібридної силової установки автомобіля ХНАДУ

Конденсатори великої ємності є потужним імпульсним джерелом вторинного струму з малим внутрішнім опором. Тому сумісне застосування ультраконденсатора та комплекту свинцево-кислотних акумуляторних батарей (рис. 1) дозволить усунути основні недоліки тягових акумуляторів. При цьому збільшується сумарна ємність джерела енергії, збільшується термін служби акумуляторних батарей.

Свинцево-кислотні акумуляторні батареї ємністю 110 А-год кожна та конденсатор великої ємності (80 Ф) розташовані в салоні автомобіля «Таврія» ЗАЗ 1102 пікап за сидіннями водія та пасажира (рис. 2)



Рис. 2. Розташування ультраконденсатора (по центру) та акумуляторів гібридної силової установки автомобіля ХНАДУ

Авторами був проведений розрахунок теплового режиму акумулятора « Varta-110» стосовно використання його сумісно з конденсатором 80Ф при навантаженні в європейському міському циклові. Так, наприклад, при навантаженні струмом 370 А тривалістю 5 сек. і послідуючим зарядом 50 А протягом 20 сек. Температура електроліту не піднімалась більше ніж на 15 С за 100 таких циклів без примусового охолодження. Якщо припустити, що температура експлуатації

в Україні не перевищуватиме 35 С, то температура електроліту не підніметься вище 50 С. В цьому роботі акумулятора допомагає ультраконденсатор, внутрішній опір якого близький до внутрішнього опору акумуляторної батареї [6].

Математичне моделювання

Дослідження фізичних процесів при навантаженні джерела електричної енергії гібридної силової установки автомобіля ХНАДУ проведено за допомогою програми Matlab Simulink. В моделі врахована сумарна ємність блоку акумуляторних батарей 220 А-год і ємність реального ультраконденсатора 80 Ф. На рис. 3 наведена математична модель сумісної роботи акумуляторних батарей та ультраконденсатора.

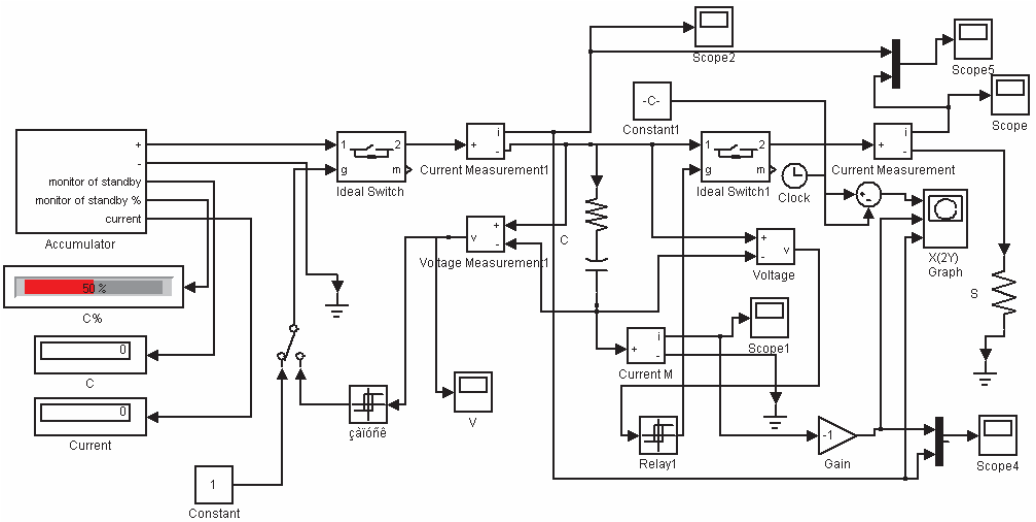


Рис. 3. Математична модель сумісної роботи блоку акумуляторних батарей та ультраконденсатора

Результати моделювання, а саме перехідний процес розподілу пускових струмів через акумуляторні батареї та ультраконденсатор, наведено на рис. 4.

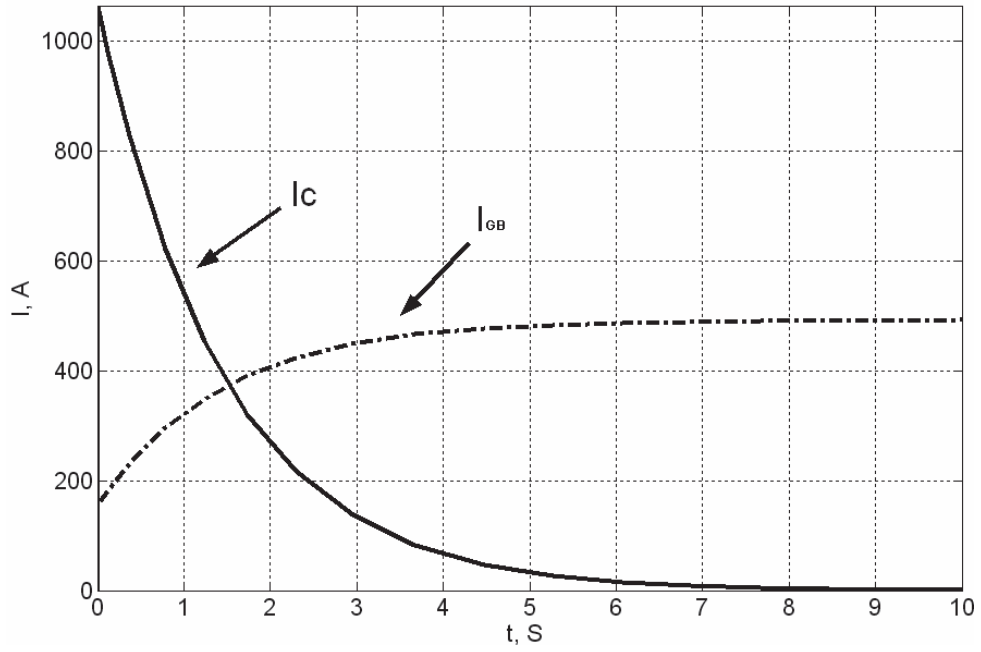


Рис. 4. Характеристика навантаження струмом акумулятора IGB і конденсатора IC при їх сумісній роботі

Висновки

Використання електричної тяги в силовій установці гібридного автомобіля або електромобіля дозволить знизити витрати пального та зменшити викиди шкідливих речовин в атмосферу.

В якості джерела електричної енергії у гібридній силовій установці доцільно використовувати паралельно з'єднання конденсатора великої ємності та блоку акумуляторних батарей. Ультраконденсатори використовують свої позитивні властивості в режимах пуску та інтенсивного прискорення транспортного засобу.

Математичне моделювання показує, що застосовування конденсатора великої ємності у джерелі енергії гібридної силової установки автомобіля або електромобіля забезпечує необхідний і достатній імпульс струму в початковий період пуску тягового електричного двигуна.

Список літератури

1. Смирнов О.П. Перспективы развития систем электропитания транспортных средств. Материалы доклада в техническом университете г. Варна (Болгария) на XIV научно-технической конференции с международным участием на тему: «Транспорт, экология — устойчивое развитие» 8–10 мая 2008 года, Варна, 2008. — С. 295–301.

2. Бажинов О.В., Панікарський О.С., Боженов В.С. Вибір оптимальних параметрів компонентів електросилової установки гібридного автомобіля // Вестник ХНАДУ/Сб. научн. тр. Харьков: РИО ХНАДУ. — 2006. — Вып. 34–35. — С. 224–227.

3. http://www.elit-cap.com

4. Электрооборудование автомобилей: Справочник/Акимов А.В., Акимов О.А., Акимов С.В. и др. Под редакцией Чижкова Ю.П. — М.: Транспорт, 1993. — С. 15

5. Бажинов А.В., Смирнов О.П. Концепция создания экологически чистого автомобиля // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. — Луганськ: СНУ ім. В. Даля, Луганськ, 2006. — № 7. — С. 15–19.

6. Паникарский А.С. Экономические предпосылки развития гибридного автотранспорта в Украине. // Автомобильный транспорт./Сб. научн. тр. Харьков: РИО ХНАДУ. — 2006. — Вып. 18. — С. 16–18.

Аннотация. *Рассмотрен вопрос использования конденсаторов большой емкости для обеспечения оптимальных параметров работы аккумуляторных батарей гибридных силовых установок автотранспортных средств. Проведено математическое моделирование физических процессов.*

Abstract. *The question of the use of condensers of large capacity is considered for providing of optimum parameters of work of batteries of storages of hybrid power-plants of vehicles. The mathematical design of physical processes is conducted.*

Стаття надійшла до редакції 22.06.2209 р.