Грузовик

11
2015

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"
Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

Д.Х. Валеев, д-р техн. наук
В.А. Волчков
С.М. Гайдар, д-р техн. наук
Л.В. Грехов, д-р техн. наук, проф.
В.А. Зорин, д-р техн. наук
А.М. Иванов, **д-р техн. наук**
Н.А. Иващенко, д-р техн. наук
В.В. Комаров, канд. техн. наук
В.А. Марков, д-р техн. наук, проф.
А.Н. Ременцов, д-р пед. наук, канд. техн. наук
О.Н. Румянцева, ген. дир. ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
А.Ф. Синельников, канд. техн. наук, проф.
В.С. Устименко, канд. техн. наук
Х.А. Фасхиев, д-р техн. наук, проф.
Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, проф.

Корпункт:
Я.Е. Карповский (г. Минск)

Адрес редакции:
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2а, стр. 12
Тел. (499) 269-48-96
E-mail: gruzovik@mashin.ru; http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Тел. (495) 661-03-36

Журнал зарегистрирован в Роскомнадзоре.
Регистрационный номер ПИ № ФС77-42764
от 26 ноября 2010 г.

Подписной индекс:
по каталогу "Роспечать" 373409,
по объединенному каталогу "Пресса России" 39799,
по каталогу "Почта России" 25782

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение», "Грузовик", 2015

Перепечатка материалов из журнала «Грузовик» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал «Грузовик» обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель

В НОМЕРЕ:

Эксплуатация. Ремонт

2 *Бархатов Г. С., Устименко В. С.* Методика приведения показателей основных эксплуатационных свойств автомобилей к нормативным условиям и режимам испытаний

6 *Гусаков С. В., Марков В. А., Афанасьева И. В., Мохсен Ахмадниа.* Оптимальное управление мощностью двигателя автомобиля с электромеханической трансмиссией и силовым аккумулятором

Исследования. Расчет

15 *Рогов В. А., Кошеленко А. С., Жедь О. В.* Исследование методом фотомеханики интенсивности напряжений на контуре отверстия масляного канала шеек коленчатого вала от рабочих нагрузок ДВС

20 *Блинов Е. И.* К основам создания динамической теории сложноструктурированных механических систем (цикл статей, статья 6). Устойчивость криволинейно-кругового и курсового движений

Транспортный комплекс

27 *Кокодеева Н. Е., Кадыров Ж. Н., Челпанов И. Б., Кочетков А. В.* Разработка комплекса стандартов Таможенного Союза

32 *Дэн Чэнгун.* Экономика КНР совершила "мягкую посадку"?

Городской пассажирский наземный транспорт

35 *Ременцов А. А.* Эффективность управления и применения механизма государственно-частного партнерства в рамках реализации инфраструктурных проектов в системе городского общественного транспорта

38 *Сарбаев В. И., Хамидулин М. Н., Сидельников Г. В., Стрижевская Е. М.* Требования к расположению автобусных остановок в Германии

Практика

40 *Антипенко В. С., Лебедев С. А.* Преимущества применения модульных источников тока на спецтехнике

Экология

42 *Патрахальцев Н. Н., Камышников Р. О., Скрипник Д. С.* Отключение цилиндров и каталитическая нейтрализация с целью снижения выбросов оксида углерода дизелем

48 *Abstracts of articles*

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

Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru

Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

УДК 629.113
Г. С. Бархатов, канд. техн. наук, **В. С. Устименко**, канд. техн. наук,
НИИЦ АТ "3 ЦНИИ" Минобороны России
E-mail: 3cnii_niicat@mil.ru

МЕТОДИКА ПРИВЕДЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ОСНОВНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЕЙ К НОРМАТИВНЫМ УСЛОВИЯМ И РЕЖИМАМ ИСПЫТАНИЙ

В статье изложены материалы по разработке методики приведения показателей основных эксплуатационных свойств автомобилей к нормативным условиям и режимам испытаний, обусловленной наличием ограниченных исходных данных по испытаниям автомобилей, с целью их оценки по значениям и степени идентификации нормативам современных стандартов по технологии испытаний.

Ключевые слова: *управляемая технология пробеговых испытаний, категории испытательных дорог, коэффициент суммарного сопротивления движению, нормативные условия испытаний, показатели основных эксплуатационных свойств.*

В процессе разработки, испытаний, эксплуатации и планирования перспектив развития автомобилей возникает потребность в оценке их технического уровня и эффективности по сравнению с выбранной базой сравнения.

Расчет показателей эффективности и технического уровня автомобиля проводится с привлечением множества факторов, в том числе средней скорости и расхода топлива.

Средняя скорость и расход топлива сравниваемых автомобилей определяются экспериментально (во взаимосвязи) на различных категориях дорог, не имевших ранее количественной оценки их состояния. Известно, что характеристики одних и тех же грунтовых и других категорий дорог изменяются в широких пределах, в зависимости от погодных и иных условий.

В результате показатели средних скорости и расхода топлива автомобиля получаются несопоставимыми, не приведенными к единым нормативам.

Цель статьи состоит в том, чтобы изложить методику приведения средних скоростей и расходов топлива сравниваемых автомобилей к сопоставимым условиям движения с использованием управляемой технологии пробеговых испытаний, включающей способ количественной оценки испытательных дорог через коэффициент суммарного сопротивления движению, определяемый с помощью реализуемых эксплуатационных свойств самого образца на любом испытательном полигоне в различных дорожно-грунтовых и климатических условиях, который запатентован изобретением [1] и реализован в ОСТ 37.001.520 [2], и второго — способа нормирования, контроля и корректировки уровня нагружения испытываемых транспортных средств для обеспечения условий воспроизводимости их надежности. Способ также запатентован [3], подробно изложен в статье [4] и реализован в стандарте организации [5].

Указанная технология обеспечила реализацию любой заданной программы испытаний образцов на уровне метрологических требований по точности, достоверности и воспроизводимости результатов испытаний. Это было сделано своевременно и полезно, особенно в период децентрализации испытаний в автомобильной отрасли, когда центр тяжести основного объема испытаний был перенесен с НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" на предприятия отрасли, имеющие в разной мере развитие инфраструктуры испытательного комплекса.

В отдельных случаях, когда образец создается преимущественно на базе агрегатов различных производителей с подбором их характеристик и, как правило, на малых предприятиях, имеющих к тому же ограниченные производственные мощности и средства испытаний и ограниченные навыки специалистов (такой

подход создания образцов встречается все чаще и чаще), то всегда встает вопрос оценки технического уровня этих образцов и эффективности их использования.

Расчет показателей этих оценок, как указано, сопровождается использованием множества параметров и показателей ряда свойств, среди которых наиболее востребованными являются топливная экономичность и скоростные свойства и их основные параметры: средний расход топлива и средняя скорость движения.

На указанных предприятиях, не имеющих, как правило, необходимую нормативную базу по испытаниям и испытательное оборудование, ограничиваются определением указанных параметров в тех условиях, которые фактически имеются на момент испытаний.

Когда опытный образец такой организации построен и представляет интерес для потенциального заказчика, возникает необходимость предварительной оценки адекватности условий выполненных испытаний такого образца заданным нормативами условиям.

Для решения возникшей задачи необходимо было разработать ряд последовательных алгоритмов, среди которых:

— установление по экспериментальным данным (например, двух сравниваемых образцов), полученных в разных дорожных условиях, функциональных связей средних скоростей движения и расходов топлива от коэффициентов сопротивления движению дорог в этих условиях;

— по установленным зависимостям, пользуясь коэффициентами сопротивления движению нормативных категорий испытательных дорог [2], определяют соответствующие им средние скорости и расходы топлива;

— на заключительном этапе рассчитывают сопоставимые средние скорости и расходы топлива каждого образца, приведенные к нормативам испытательных дорог, и проводят их оценку.

Для решения указанной задачи воспользуемся стандартом [2], согласно которому коэффициент суммарного сопротивления движению Ψ_j определяют по выражению:

$$\Psi_j = n\frac{\bar{Q}_j}{\bar{V}_j}, \qquad (1)$$

где $\bar{Q}_j$ — средний расход топлива по j-ой дороге, л/100 км; $\bar{V}_j$ — средняя скорость движения по j-ой дороге км/ч; n — коэффициент связи, характерный для каждого типа транспортного средства, определяемый по выражению:

$$n = \frac{\Psi_{gg} V_q}{q_{\text{кр}}}, \qquad (2)$$

где Ψ_{gg} — коэффициент сопротивления движению на динамометрической дороге, равный 0,025; $q_{\text{кр}}$ — контрольный расход топлива, л/100 км; V_q — скорость, соответствующая определению $q_{\text{кр}}$, как правило, 60 км/ч при принятых значениях $\Psi_{gg} V_q$

или по выражению

$$n = \frac{1,5}{q_{\text{кр}}}. \qquad (3)$$

Для сравниваемых автомобилей, например, типа А1 и типа А2 определим коэффициенты суммарного сопротивления движению j-х дорог, на которых определялись средние скорости и расходы топлива.

По автомобилям А1 и А2 предварительно определены контрольные расходы топлива, равные соответственно $q_{\text{кр}_{\text{A1}}} = 32$ и $q_{\text{кр}_{\text{A2}}} = 44$ л/100 км, по значению которых по выражению (2) вычислены коэффициенты n_{A1} и n_{A2}, равные, соответственно, 0,047 и 0,034. Результаты расчетов коэффициента Ψ_j по автомобилям А1 и А2 представлены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

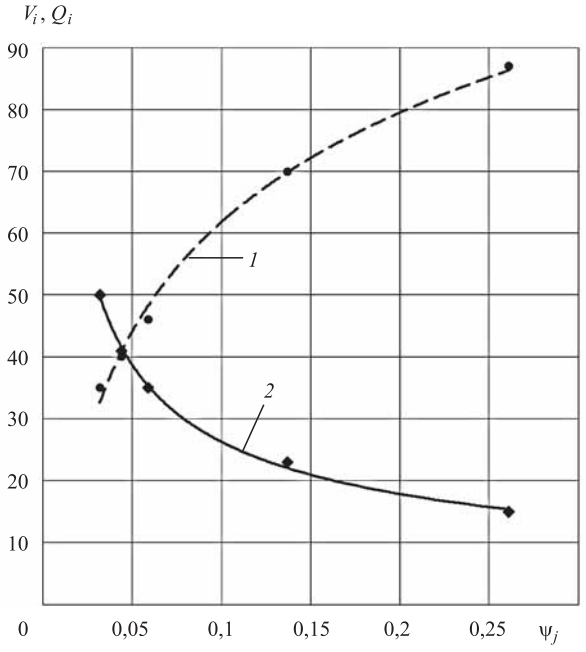
Значение коэффициента $\psi_{j_{\text{A1}}}$ при $n_{\text{A1}} = 0,047$

Параметры	Виды дорог, на которых проведены испытания автомобиля А1				
	Асфальтированные	Асфальтированные изношенные	Грунтовые удовлетворительного состояния	Грунтовые в период весенней распутицы	Местность
Средняя скорость V_i, км/ч	50	41	35	23	15
Расход топлива Q_i, л/100 км	35	40	46	70	87
Коэффициент ψ_j	0,032	0,046	0,062	0,143	0,273

Таблица 2

Значение коэффициента $\psi_{j_{A2}}$ при $n = 0{,}034$

Параметры	Виды дорог, на которых проведены испытания автомобиля А2				
	Асфальтированные	Асфальтированные изношенные	Грунтовые удовлетворительного состояния	Грунтовые в период весенней распутицы	Местность
Средняя скорость V_i, км/ч	50	41	35	23	15
Расход топлива Q_i, л/100 км	35	40	46	70	87
Коэффициент ψ_j	0,033	0,048	0,067	0,145	0,278



Зависимость средних скорости и расхода топлива автомобиля А1 от значения коэффициента суммарного сопротивления движению (по результатам испытаний):

1 — кривая изменения среднего расхода топлива в функции показателя Ψ_j; *2* — кривая изменения средней скорости движения в функции показателя Ψ_j

По данным табл. 1 применительно к автомобилю А1 на рисунке построен график, на котором представлены кривые $V_{A1} = f(\Psi_{A1})$, $Q_{A1} = f(\Psi_{A1})$ и установлены их функциональные зависимости:

$$V_{A1} = 7{,}14\Psi_{A1}^{-0{,}56}; \quad (4)$$

$$Q_{A1} = 5311\Psi_{A1}^{3} - 3254\Psi_{A1}^{2} + 772\Psi_{A1} + 12{,}2. \quad (5)$$

Аналогичным образом установлены функциональные зависимости

$V_{A2} = f(\Psi_{A2})$, $Q_{A2} = f(\Psi_{A2})$ применительно к автомобилю А2:

$$V_{A2} = 5{,}48\Psi_{A2}^{-0{,}63}; \quad (6)$$

$$Q_{A1} = 4395\Psi_{A1}^{3} - 3045\Psi_{A1}^{2} + 781\Psi_{A1} + 23. \quad (7)$$

Далее определяют средние скорости и расходы топлива сравниваемых автомобилей А1 и А2 по формулам (4—7) через среднее значение коэффициентов суммарного сопротивления движению стандартных дорог по ОСТ 37.001.520, размещенных в табл. 3.

Результаты расчетов средних скоростей движения и расходов топлива по формулам (4—7), с учетом нормативного распределения пробега по видам дорог ΔS_j по ОСТ 37.001.472 [6], представлены в табл. 4.

Сопоставление сравниваемых автомобилей А1 и А2 по средним значениям скорости движения и расход топлива удобно скорее всего выполнить через вероятностное усреднение нормативов с использованием выражений:

$$V_{\text{ср}_{A_i}} = \frac{1}{\left(\frac{\Delta S_1}{V_1} + \frac{\Delta S_2}{V_2} + \ldots + \frac{\Delta S_n}{V_n}\right)}, \quad (8)$$

$$Q_{\text{кр}_{A_i}} = \Delta S_1 Q_1 + \Delta S_2 Q_2 + \ldots + \Delta S_n Q_n. \quad (9)$$

Таблица 3

Среднее значение коэффициента суммарного сопротивления движению ψ_j стандартных дорог по ОСТ 37.001.520

№ пп	Категории дорог	Среднее значение коэффициента
1	Асфальтобетонные	0,04
2	Булыжные	0,06
3	Грунтовые удовлетворительного состояния	0,07
4	Грунтовые разбитые	0,014
5	Грунтовые размокшие, снежная целина, сыпучий песок, местность	0,24

Таблица 4

Средние скорость и расход топлива сравниваемых автомобилей А1 и А2, приведенные по ψ_j к стандартным условиям по [2]

№ пп	Категории дорог	Автомобили	ψ_j	ΔS_j	V_j, км/ч	Q_j, л/100 км
1	Асфальтобетонные	А1	0,04	0,2	43,3	38,2
		А2			41,6	49,6
2	Булыжные	А1	0,06	0,3	34,5	48,0
		А2			32,3	59,8
3	Грунтовые удовлетворительного состояния	А1	0,07	0,3	31,7	52,1
		А2			29,3	64,3
4	Грунтовые разбитые	А1	0,14	0,1	21,5	71,1
		А2			18,9	84,7
5	Грунтовые размокшие, снежная целина, сыпучий песок, местность	А1	0,24	0,1	15,9	83,5
		А2			13,5	95,8

По результатам расчетов по формулам (8) и (9) получены следующие значения сопоставляемых параметров:

$$V_{\text{ср}_{\text{A1}}} = 29{,}4 \text{ км/ч};\ Q_{\text{ср}_{\text{A1}}} = 53{,}1 \text{ л/100 км};$$

$$V_{\text{ср}_{\text{A2}}} = 27{,}4 \text{ км/ч};\ Q_{\text{ср}_{\text{A2}}} = 65{,}2 \text{ л/100 км}.$$

Принимая во внимание, что образцы А1 и А2 имеют отличающиеся между собой контрольные расходы топлива, то можно предположить, что они относятся к автомобилям разных классов грузоподъемности.

В связи с этим, целесообразно сопоставление степени воздействия испытательных дорог на образцы А1 и А2 оценить через коэффициент суммарного сопротивления движению по каждой совокупности дорог (см. табл. 1 и 2) по выражению (1) с использованием полученных средних значений V_{A1}, V_{A2}, Q_{A1} и Q_{A2}, а относительно стандартных условий — путем их сопоставления со стандартным суммарным сопротивлением движению, с использованием данных табл. 4, по выражению:

$$\Psi_{\text{н}} = \Sigma \Psi_j \Delta S_j. \qquad (10)$$

Итак, по выражению (1) вычисляем:

$$\overline{\Psi}_{\text{A1}} = 0{,}047 \frac{53{,}1}{29{,}4} = 0{,}085;$$

$$\overline{\Psi}_{\text{A2}} = 0{,}034 \frac{65{,}2}{27{,}4} = 0{,}081;$$

$\Psi_{\text{н}} = 0{,}085$ для режима движения без прицепа.

Полученные результаты позволяют сделать следующие предварительные обобщения. В частности, для режима движения одиночного автомобиля условия испытаний автомобилей А1 и А2 равны или близки нормативному значению $\Psi_{\text{н}}$, при этом условия эксплуатации автомобиля А2 оказались незначительно более легкими ($\Psi_{\text{A2}} = 0{,}081$) относительно А1 ($\Psi_{\text{н}} = 0{,}085$).

Однако окончательное заключение можно выполнить только через показатель уровня нагружения W_j [3—5], учитывающий не только сопротивление движению Ψ_j, но и степень (продолжительность) его воздействия на испытываемый образец по выполненному пробегу S_j.

Тем не менее, предложенная методика может быть использована как инструмент для предварительной экспертизы условий испытаний и последующей оценки надежности (безотказности) автомобилей с учетом выявленных отказов и повреждений, и технического уровня образца в целом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Патент № 2011955** на изобретение. Российская Федерация, МПК G 01 M 17/00 от 30.04.1994 г.
2. **ОСТ 37.001.520—96.** Категории испытательных дорог. Параметры и методы их определения. — Введ. 1997-07-01. — М.: "Дорожный транспорт", ТК 56, 1996.
3. **Патент № 2090855** на изобретение. Российская Федерация, МПК G 01 M 17/00 от 20.09.1997 г.
4. **Устименко В. С.** Регулируемая технология пробегов при испытаниях АТС [Текст] В. С. Устименко // Автомобильная промышленность, 1997. — № 12. — С. 24—27.
5. **Стандарт организации СТП 1.49-51—93.** Испытания автотранспортных средств и гусеничных машин. Технические нормы уровня нагружения и методы его определения, контроля и корректировки, г. Бронницы, НИИЦ АТ "3 ЦНИИ" Минобороны России, 1993.
6. **ОСТ 37.001.472—88.** Приемочные испытания автотранспортных средств. Типовая программа испытаний. — Введ. 1989-01-01. — М.: НАМИ, 1989.

УДК 621.436
С. В. Гусаков, д-р техн. наук, профессор, Российский университет дружбы народов (РУДН), Российская Федерация,
В. А. Марков, д-р техн. наук, профессор, Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, Российская Федерация,
И. В. Афанасьева, аспирант, РУДН, Российская Федерация,
Мохсен Ахмадниа, аспирант, РУДН, Иран
E-mail: markov@power.bmstu.ru

ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ МОЩНОСТЬЮ ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ И СИЛОВЫМ АККУМУЛЯТОРОМ

Представлены современные испытательные ездовые циклы. Рассмотрены особенности управления мощностью двигателя автомобиля с электромеханической трансмиссией. Проведены расчетные исследования энергетического баланса такой силовой установки.

Ключевые слова: *силовая установка, автомобиль, двигатель внутреннего сгорания, электромеханическая трансмиссия, силовой аккумулятор, испытательный цикл, управление мощностью.*

Характерной особенностью эксплуатации автомобильных двигателей в современных городских условиях является их работа в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. При этом может иметь место несогласованность работы двигателя и трансмиссии, рассогласование характеристик различных систем двигателя, неоптимальность его параметров [1—3]. Традиционные механические трансмиссии с механическими коробками переключения передач (КПП) не позволяют в полной мере обеспечить согласование характеристик двигателя и трансмиссии.

Более полное согласование указанных характеристик достигается при использовании электромеханических трансмиссий [2]. Электромеханическая трансмиссия современного автомобиля позволяет оптимизировать работу силовой установки в широком диапазоне эксплуатационных режимов, обеспечивая, тем самым, снижение путевого расхода топлива. Такое улучшение топливной экономичности обусловлено исключением жесткой связи в трансмиссии, т. е. жесткой связи между валом двигателя и движителем (колесами) автомобиля, что имеет место при установке механических КПП.

Электромеханическая трансмиссия транспортного средства обеспечивает оптимизацию работы поршневого двигателя внутреннего сгорания по частоте вращения. Включение аккумулирующего энергию элемента в электромеханическую трансмиссию позволяет в определенных пределах оптимизировать работу двигателя по нагрузке. При оптимизации характеристик силовой установки в качестве целевой функции может быть использован эксплуатационный (путевой) расход топлива автомобиля.

В связи с необходимостью проведения сравнительного анализа энергетического баланса автомобиля с механической и электромеханической трансмиссиями были проведены расчетные исследования. Для этой цели разработана модернизированная программа оценки энергетического баланса. При проведении расчетных исследований моделировался автомобильный дизель типа Volkswagen TDI модели ALH с рабочим объемом iV_h = 1,9 л, номинальной мощностью $N_{e\ ном}$ = 66 кВт при частоте вращения n = 3750 мин$^{-1}$ [4].

Исследуемый двигатель в программе представлялся своей экспериментальной универсальной характеристикой по удельному эффективному расходу топлива g_e (рис. 1) и внешней скоростной характеристикой — ВСХ (рис. 2). Эти экспериментальные данные были использованы для проведения оптимизации режимов работы силовой установки транспортного средства.

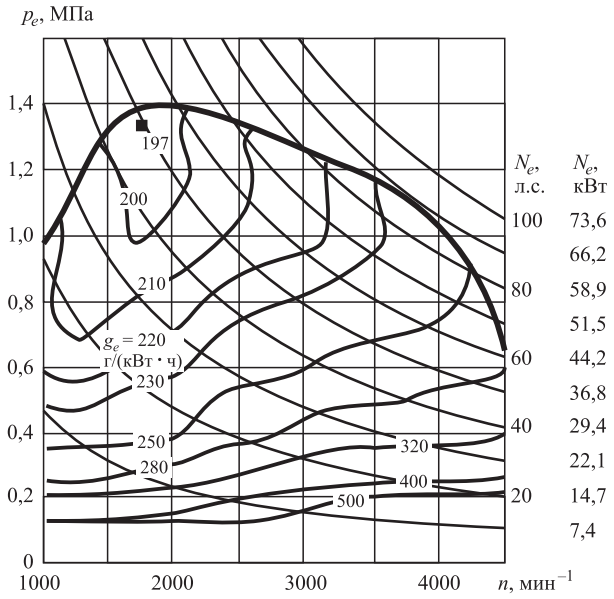


Рис. 1. Универсальная характеристика дизеля типа Volkswagen TDI модели ALH

Для проведения энергетического анализа схемы такой силовой установки с электромеханической трансмиссией и аккумулятором была проведена модернизация программы вычисления путевого расхода топлива при движении транспортного средства в соответствии с различными стандартизованными ездовыми циклами, представленная в работах [5, 6]. Программа является расчетно-экспериментальным инструментом исследования, так как все расчеты в ней базируются на экспериментальных данных по конкретной модели ДВС. В модернизированной программе исследуемый двигатель представляется своей экспериментальной универсальной характеристикой по расходу топлива и внешней скоростной характеристикой.

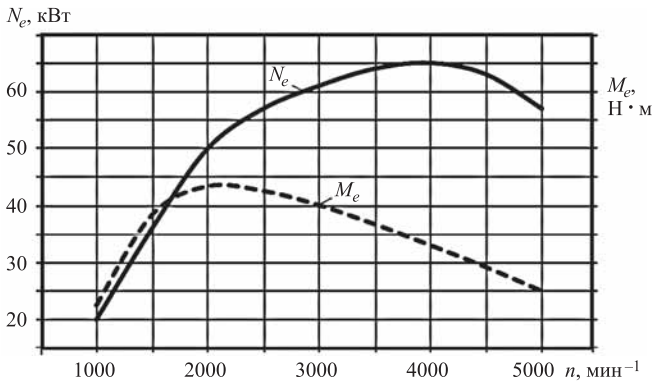


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика дизеля типа Volkswagen TDI модели ALH:

N_e — эффективная мощность; M_e — крутящий момент на валу двигателя

Для эксплуатации автомобиля в условиях интенсивного городского движения характерны широкие диапазоны изменения скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя. Реальные режимы работы автомобильного двигателя моделируются так называемыми ездовыми циклами, которые широко используются для оценки интегральных показателей токсичности отработавших газов автомобильных двигателей. Некоторые из этих ездовых циклов представлены на рис. 3 [3, 7]. Наиболее популярные из них являются ездовые циклы NEDC, FTP-75 и JC08 (см. рис. 3), которые реализованы в модифицированной версии программы, используемой в данном исследовании.

Европейский ездовой цикл NEDC (New European Driving Cycle), принятый к применению 1 января

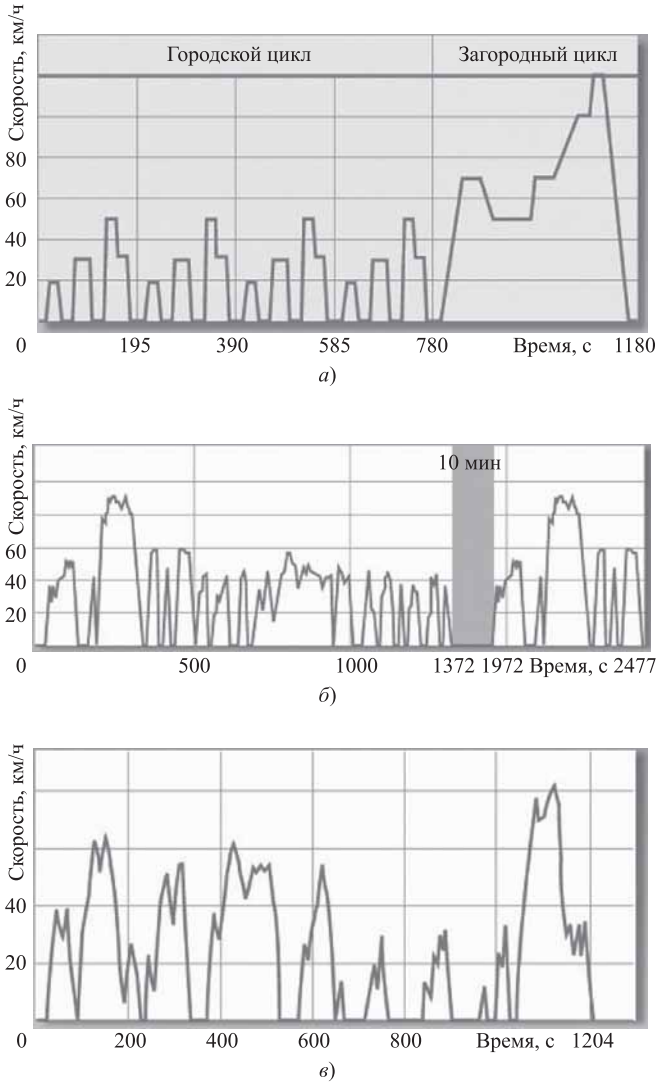


Рис. 3. Ездовые испытательные циклы:

а — NEDC (Европа); *б* — FTP-75 (США); *в* — JC08 (Япония)

2000 г., состоит из двух фаз движения: из фазы имитации городского движения (UDC, Urban Driving Cycle) при ограничении скорости автомобиля 50 км/ч и фазы загородного движения (EUDC, Extra Urban Driving Cycle) с максимальной скоростью 120 км/ч. Российская Федерация придерживается именно этого испытательного цикла.

Федеральная испытательная процедура США FTP-75 (Federal Test Procedure) состоит из трех фаз движения, причем начальная и завершающая фазы идентичны, а после движения во второй фазе двигатель глушится на 10 мин. По сравнению с европейским циклом американский цикл FTP-75 более динамичен, а число троганий автомобиля с места составляет 22. Японский ездовой цикл JC08, принятый в октябре 2011 г., близок к европейскому циклу NEDC, но отличается бóльшим временем остановок автомобиля, имитирующих ожидание у светофоров и автомобильные пробки в мегаполисах.

Различные ездовые испытательные циклы трудносопоставимы, так как при переходе с одного цикла к другому нельзя ввести однозначный поправочный коэффициент, например, по расходу топлива. Так, специалисты Volkswagen провели испытания автомобиля с бензиновым двигателем рабочим объемом 1,4 л по методикам NEDC и FTP-75 и определили, что в сертификационных документах для США расход топлива на 10—16 % ниже европейских данных [7]. Однако для двигателя с другим распределением удельного эффективного расхода топлива в поле рабочих режимов "нагрузка—частота вращения коленчатого вала" по универсальной характеристике, отличие будет другим. Это связано с тем, что время работы в конкретных режимных точках характеристики двигателя неодинаково для различных циклов. Следует отметить, что в упомянутой выше модернизированной программе нет принципиальных ограничений по исследованию работы двигателя автомобиля при движении по произвольному ездовому циклу. При этом данные по исследуемому ездовому циклу вводятся в программу в виде массива текущей скорости цикла с шагом в одну секунду.

Реальный расход топлива в рассматриваемом ездовом цикле может быть определен через суммарную работу, совершаемую в этом цикле. В табл. 1 приведены данные расчетов суммарной работы $A_{\text{цикл}}$, совершаемой в ездовом цикле, и расхода топлива двигателем автомобиля $G_{\text{цикл}}$ в цикле. Эти данные получены с учетом экспериментальной характеристики расхода топлива $g_e = f(n, P_e)$ двигателя автомобиля с 5-ступенчатой механической коробкой переключения передач (КПП) и расхода топлива за цикл $G_{\text{цикл min}}$, в том случае, если бы двигатель совершил требуемую работу находясь в режиме максимальной экономичности:

$$A_{\text{цикл}} = \Delta t \sum_{i=1}^{K} N_{e\,\text{потр}\,i};$$

$$G_{\text{цикл}} = \sum_{i=1}^{K} g_{ei}(n,\ p_e) N_{ei} t_i;$$

$$G_{\text{цикл min}} = g_{e\,\min} A_{\text{цикл}} / 3600,$$

где Δt — шаг расчета в программе (при расчетах принят равным 0,1 с); K — число шагов расчета; $N_{e\,\text{потр}\,i}$ — требуемая от двигателя мощность на i-том расчетном шаге, вычисляемая по мощностному балансу авто-

Таблица 1

Возможное снижение расхода топлива вследствие оптимизации работы ДВС

Параметр	Ездовой цикл		
	NEDC	JC08	FTP-75
Суммарная работа цикла $A_{\text{цикл}}$, кДж	4787	2494	6422
Расход топлива в цикле $G_{\text{цикл}}$, г	566,3	380,2	763,2
Расход топлива при работе на режиме максимальной экономичности с $g_{e\,\min}$ = 197 г/(кВт · ч), г	262,0	136,5	351,4
Снижение расхода при работе на режиме максимальной экономичности, %	53,7	64,1	54,0

мобиля; t_i — время работы двигателя в нагрузочно-скоростной зоне (p_e, n). По данным эксперимента минимальный эффективный расход топлива исследуемого дизеля составил $g_{e\,\min} = 197$ г/(кВт · ч).

Из данных табл. 1 следует, что наименее эффективно исследуемый двигатель используется в японском цикле, для которого характерен низкий уровень загруженности двигателя — средняя скорость автомобиля составляет всего 24,4 км/ч (по сравнению с 32,8 км/ч в европейском цикле и 34,2 км/ч в американском цикле). Также у японского цикла наибольшее время работы двигателя на режимах холостого хода. При этом даже у европейского цикла теоретически возможно снижение путевого расхода топлива более чем в 2 раза только благодаря оптимизации режимов работы двигателя.

Для оптимизации эксплуатационного расхода топлива поршневого двигателя транспортного средства с электромеханической трансмиссией следует определиться с двумя частотами его работы n_1 и n_2. На рис. 4, *а,* в качестве примера приведены части графиков располагаемой мощности $N_{e\,\text{расп}}$ — мощности, развиваемой двигателем по внешней скоростной характеристике на заданной частоте вращения и потребной мощности $N_{e\,\text{потр}}$, необходимой для движения транспортного средства с заданной скоростью V_a и ускорением J_a. На рис. 4, *а,* видно, что имеются три уровня располагаемой мощности: уровень *1* — мощность по внешней скоростной характеристике на частоте, соответствующей минимально устойчивым оборотам холостого хода $n_{\text{xx min}}$; уровни мощности *2* и *3* по ВСХ, соответствующие частотам n_1 и n_2, соответственно. Точка *4* на графике (см. рис. 4, *а*) соответствует моменту, когда потребная мощность становится равной располагаемой на частоте n_1, что служит сигналом к переходу на повышенную частоту вращения n_2 и увеличению располагаемой мощности. На рис. 4, *б,* приведены соответствующие по

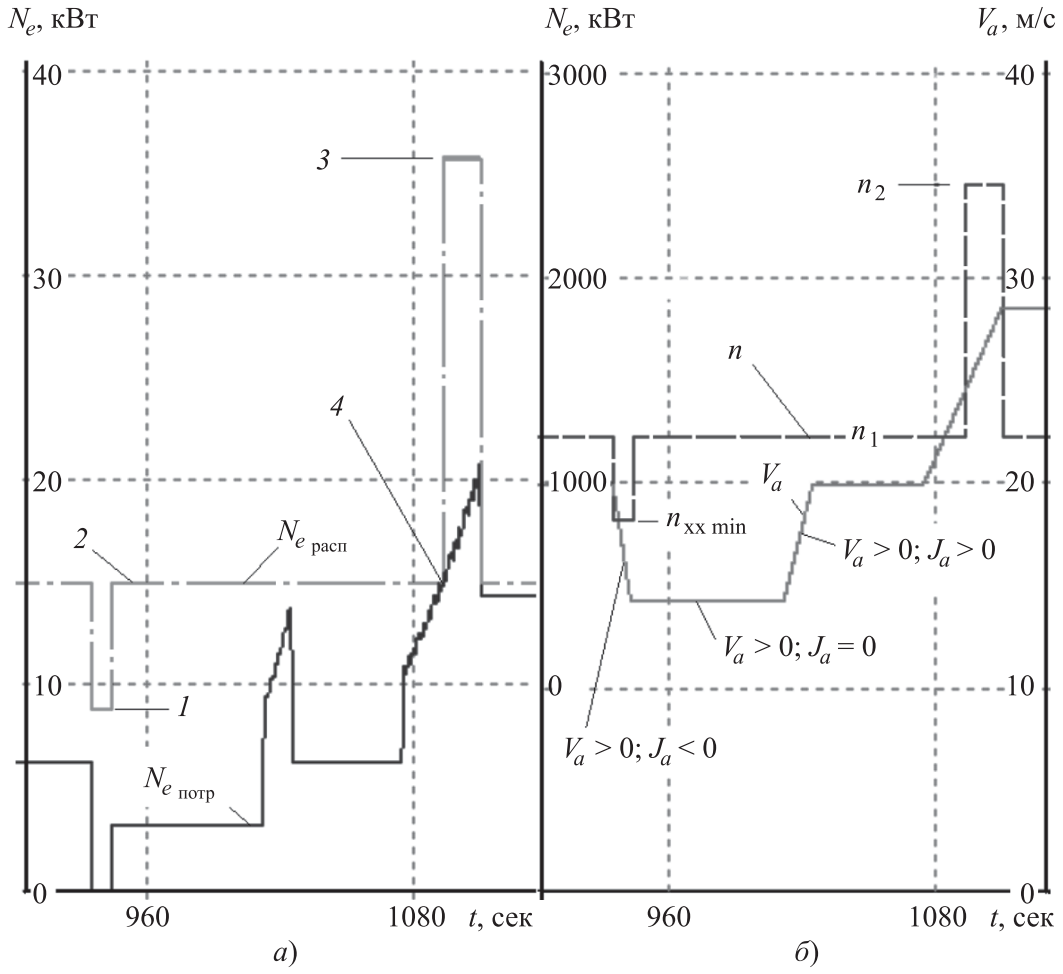


Рис. 4. К объяснению алгоритма работы модернизированной программы

времени цикла графики скорости движения автомобиля V_a и частоты вращения коленчатого вала n. При замедлении автомобиля двигатель работает на минимальной частоте вращения холостого хода.

Выбор частот вращения n_1 и n_2 влияет на эксплуатационную топливную экономичность. Первая частота n_1 соответствует области минимального удельного расхода топлива на универсальной характеристике двигателя. На вторую, повышенную частоту вращения коленчатого вала n_2 двигатель переходит в том случае, если его располагаемая мощность (по внешней скоростной характеристике) на режиме с частотой вращения n_1 меньше требуемой для движения в соответствии с принятым ездовым циклом. Слишком малая частота вращения n_1 определяет низкую топливную экономичность в силу ухудшения параметров рабочего процесса дизеля, связанных со снижением качества распыливания топлива, низкой интенсивности турбулентности воздушного заряда и, как следствие, ухудшения процессов смесеобразования и сгорания, повышения относительного уровня тепловых потерь в стенки камеры сгорания. Слишком высокая частота n_1 также должна приводить к повышенному расходу топлива, так как с повышением частоты вращения растут механические потери и потери на впуске, возрастает продолжительность сгорания в градусах поворота коленчатого вала, вследствие чего снижается термодинамический КПД цикла. Повышенная частота вращения n_2 должна быть достаточно большой, чтобы компенсировать недостаток мощности, но ее рост также ведет к повышению потерь и увеличению расхода топлива.

Управление мощностью двигателя может включать его кратковременную остановку с последующим запуском. Так при длительном торможении и последующей остановке транспортного средства двигатель внутреннего сгорания глушится. Этот режим известен под названием "старт—стоп". Последующее начало движения осуществляется на электроприводе (с отбором энергии от аккумулятора). При наборе некоторой скорости $V_a = V_{\text{двс}}$ двигатель пускают, и дальнейшее движение автомобиля осуществляется за счет привода от двигателя. Основная задача состоит в том, чтобы двигатель внутреннего сгорания как можно больше времени работал на режимах с минимальным удельным эффективным расходом топлива $g_{e\,\min}$. В табл. 2 приведены данные испытаний исследуемого автомобильного дизеля, из которых видно, что на режимах с малыми частотами вращения область минимальных расходов топлива обеспечивается при нагрузках, соответствующих среднему эффективному давлению p_e = 1,2—1,3 МПа. На режимах со средними и высокими частотами вращения эта область смещается в область более низких нагрузок (p_e около 1,0 МПа).

Выбор скорости перехода с электрического привода на движение с помощью ДВС — $V_{\text{двс}}$ во многом определяется емкостью аккумулятора, которая долж-

Таблица 2

Экспериментальный массив данных по удельному эффективному расходу топлива g_e в функции среднего эффективного давления p_e и частоты вращения n

$p_{e\,\text{средн}}$, МПа	Удельный эффективный расход топлива g_e при средних в скоростном интервале частот вращения коленчатого вала $n_{\text{средн}}$, мин$^{-1}$									
	n = 960	n = 1280	n = 1600	n = 1920	n = 2240	n = 2560	n = 2880	n = 3200	n = 3520	n = 3840
1,337	**—**	**199**	**197**	**200**	**205**	214	—	—	—	—
1,209	—	202	199	**200**	**205**	**212**	218	225	232	—
1,082	210	202	199	202	208	**212**	**217**	**223**	**230**	241
0,955	210	205	203	207	211	207	220	225	233	**240**
0,827	**208**	208	210	215	220	225	230	235	240	243
0,700	210	213	217	223	230	235	243	246	248	251
0,573	219	221	225	232	240	245	250	260	265	270
0,446	234	240	243	248	265	270	275	290	300	300
0,318	260	265	270	280	290	300	320	340	340	340
0,191	330	320	340	360	400	410	430	480	500	520
0,064	600	600	600	600	600	600	700	700	800	1000

Таблица 3

Снижение расхода топлива при управлении ДВС в режиме "старт—стоп"

Ездовой цикл	Расход топлива, г/цикл 5-ступенчатая КПП / Электротрансмиссия*		Снижение расхода топлива при режиме "старт—стоп", %
	Без глушения ДВС	Режим "старт—стоп"	
NEDC	566,3/487,3	405,3/326,3	28,4/33,0
JC08	380,2/266,7	305,3/193,2	19,7/27,6
FTP-75	763,2/597,4	584,4/418,8	23,4/29,9

* Приведены данные, соответствующие $n_1 = 1400$ мин$^{-1}$; $n_2 = 2200$ мин$^{-1}$.

на быть выбрана такой, чтобы в наибольшей степени обеспечить работу двигателя в области минимальных удельных расходов топлива и, как следствие, минимизировать эксплуатационный расход топлива дизелем.

Оценка эффективности реализации режима "старт—стоп" (когда вместо работы двигателя на минимально устойчивой частоте холостого хода двигатель глушится) может быть проведена по данным табл. 3. Из данных этой таблицы следует, что эффект от применения режима "старт—стоп" по путевому расходу топлива значителен, причем он тем выше, чем больше времени в цикле занимает "стоянка перед светофором", что характерно для японского цикла JC08.

В автомобиле с электромеханической трансмиссией снижение расхода топлива при реализации режима "старт—стоп" больше, чем в автомобиле с механической коробкой переключения передач для всех исследуемых ездовых циклов. Это связано с тем, что абсолютное значение экономии топлива, связанное с остановкой двигателя, для каждого типа цикла постоянно (в нашем случае: 161 г/цикл для цикла NEDC, 74,6 г/цикл для цикла JC08 и 178,8 г/цикл для цикла FTP-75), а цикловые расходы топлива меньше при применении электромеханической бесступенчатой трансмиссии.

Начало движения и разгон автомобиля за счет электродвигателя, питаемого от силового аккумулятора, до скорости $V_{\text{двс}}$, при которой производится запуск ДВС, соответствует энергетическим затратам, выраженным через расход топлива поршневого двигателя, которые показаны на рис. 5. Из расчетного графика видно, что вклад малых скоростей движения в расход топлива двигателем внутреннего сгорания в целом за цикл при движении по европейскому ездовому циклу NEDC, минимален, достигая только 30 % суммарных затрат при $V_{\text{двс}} = 50$ км/ч. Для японского цикла до скорости пуска ДВС около 20 км/ч энергозатраты поршневого двигателя аналогичны циклу NEDC, а затем происходит их значительный рост и к скорости $V_{\text{двс}} = 50$ км/час относительный расход топлива составит более 60 % суммарных затрат за цикл, что превышает аналогичный показатель для ездового цикла США FTP-75. Если ограничить скорость пуска ДВС значением 20 км/ч, то это составит снижение его расхода топлива в пределах 7—13 %, без учета энергии подзарядки аккумулятора.

Если учесть, что двигатель все равно будет расходовать топливо для заряда силового аккумулятора (правда, работая со значительно большим КПД) и то, что в электромеханической трансмиссии существуют потери, то ожидать существенного снижения реального расхода топлива не приходится. Выбор более высокого значения $V_{\text{двс}}$, например, 40 км/ч, приводит к условному снижению расхода топлива поршневым двигателем на 24—42 %, од-

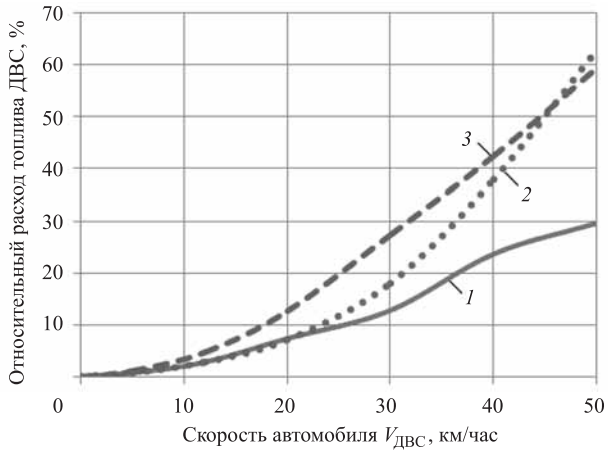


Рис. 5. Относительное снижение циклового расхода топлива двигателем при его запуске только после достижения скорости $V_{\text{двс}}$ при движении в соответствии с ездовыми циклами:

1 — NEDC; *2* — JC-08; *3* — FTP-75

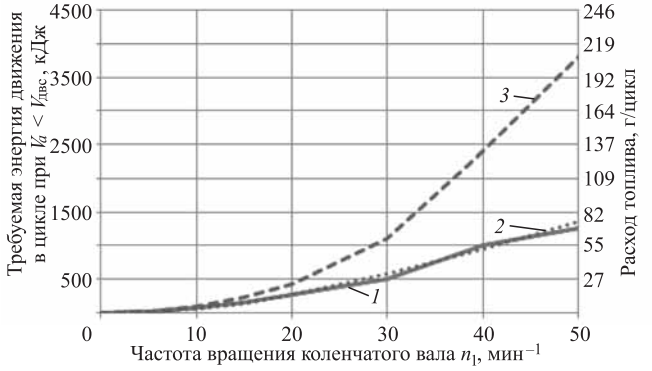


Рис. 6. Потребная энергия и расход топлива при минимальном удельном расходе топлива при выполнении ездовых циклов:

1 — NEDC; *2* — JC-08; *3* — FTP-75

нако при этом должна увеличится емкость и, соответственно, габариты и вес силового аккумулятора и всей электромеханической системы в целом, в силу увеличения уровня циркулирующих в ней потоков энергии.

Произведем расчет потребной энергии для движения транспортного средства на участках цикла, скорость на которых V_a не превышает заданную $V_{двс}$. На рис. 6 приведены графики требуемой энергии $A_{V_a \leqslant V_{двс}}$ для трех исследуемых ездовых циклов в зависимости от скорости $V_{двс}$, при которой происходит пуск ДВС.

Из табл. 2 видно, что минимальный удельный эффективный расход топлива g_e по экспериментально полученной многопараметровой характеристике дизеля составляет g_e = 197 г/(кВт • ч) при средней частоте вращения коленчатого вала n = 1600 мин$^{-1}$ и среднем эффективном давлении p_e около 1,34 МПа. При этом мощность дизеля составит:

$$N_e = p_e i V_h n/120 = 34 \text{ кВт}.$$

Если представить, что энергия, требуемая для движения с помощью электропривода на скоростях менее $V_{двс}$ (см. рис. 6), вырабатывается на режиме работы ДВС с максимальной эффективностью (g_e = 197 г/(кВт • ч), то можно вычислить при этом расход топлива:

$$G_{\min V_a \leqslant V_{двс}} = g_e A_{V_a \leqslant V_{двс}}/3600,$$

графики которого будут эквидистантны графикам энергии (см. рис. 6). Однако абсолютные значения энергии и расхода топлива не в полной мере удовлетворяют условиям анализа. В связи с этим на рис. 7 приведены графики доли топлива, потраченного ДВС в режиме максимальной эффективности на обеспечение движения на электроприводе, по отношению к расходу топлива за цикл при движении только за счет работы ДВС, в зависимости от параметра $V_{двс}$, вычисленные по зависимости:

$$G_{двс} = 100 G_{\min V_a \leqslant V_{двс}}/G_{цикл}.$$

График на рис. 7 позволяет, задавшись определенной скоростью движения $V_{двс}$, при которой осуществляется пуск ДВС, оценить величину доли топлива, расходуемого ДВС при работе на режиме минимального расхода топлива и наоборот, задавшись долей — получить скорость $V_{двс}$. Так, если скорость $V_{двс}$ принять равной 30 км/ч, то доля расхода топлива при работе двигателя в точке характеристики с минимальным расходом составит в зависимости от характера движения (цикла) 8—14 % или, возвращаясь к рис. 6, энергия составит 500—1000 кДж. Эта величина и может быть использована для оценки емкости аккумулятора электрической трансмиссии.

Примем с некоторым запасом энергию аккумулятора равной 1500 кДж или 0,417 кВт • ч, что в традиционных для аккумуляторов единицах при напряжении на аккумуляторе 300 В составит 1,4 А • ч. Для того, чтобы не исказить показания по путевому расходу топлива за цикл, аккумулятор в начале испытательного цикла должен быть полностью заряжен.

Стратегия управления силовой установкой автомобиля, оборудованного электромеханической трансмиссией и силовым аккумулятором, выбрана следующей. Имеется две частоты вращения вала ДВС: основная, соответствующая минимальному

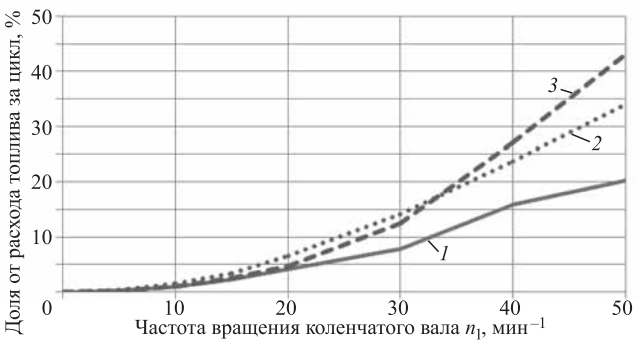


Рис. 7. Доля расхода топлива ДВС, пошедшая на обеспечение электропривода при выполнении ездовых циклов:

1 — NEDC; *2* — JC-08; *3* — FTP-75

Таблица 4

Расход топлива при движении по циклу с $V_{двс}$ = 30 км/ч

Ездовой цикл	Путевой расход топлива за цикл, г				
	Трансмиссия без аккумулятора (АКБ)	Трансмиссия с АКБ при $E_{акк}$ = 100 кДж	Трансмиссия с АКБ при $E_{акк}$ = 1500 кДж	Трансмиссия с АКБ при $E_{акк}$ = 1500 кДж и системой "старт—стоп"	Расход топлива при работе на режиме $g_{e\,min}$=197 г/(кВт · ч)
NEDC	405,3	420,4	328,9	315,6	262,0
JC08	305,3	279,7	207,5	175,0	136,5
FTP-75	584,4	637,8	529,0	450,2	351,4

расходу топлива n_1 = 1400 мин$^{-1}$, и повышенная n_2 = 2200 мин$^{-1}$, на которую двигатель переходит в случае недостатка располагаемой мощности. После начала движения автомобиля в цикле разгон—движение с постоянной скоростью осуществляется за счет электромотора электромеханической трансмиссии, если скорость автомобиля не превышает $V_{двс}$. Если в соответствии с параметрами ездового цикла требуется большая скорость, то запускается ДВС. Если емкость аккумулятора меньше максимальной, то двигатель переходит в точку минимального удельного эффективного расхода топлива по универсальной характеристике (n_1, $p_{eg_e\,min}$). Часть мощности двигателя тратится на обеспечение движения автомобиля по требуемому закону изменения скорости, а избыточная мощность двигателя идет на зарядку аккумулятора. Если от двигателя требуется мощность бóльшая, чем обеспечиваемая средним эффективным давлением $p_{eg_e\,min}$, то подзарядка аккумулятора прекращается и вся мощность, развиваемая двигателем, идет на преодоление сил сопротивления движению. При этом при недостатке мощности, возможен переход на повышенную частоту n_2. При полностью заряженной батарее и превышении скорости $V_{двс}$ двигатель работает в соответствующей нагрузочной зоне с $p_e \neq p_{eg_e\,min}$.

На рис. 8 показаны графики изменения энергии аккумулятора при начальном его заряде в 100 кДж и скорости пуска ДВС $V_{двс}$ = 30 км/ч при движении по исследуемым ездовым циклам. Из приведенных графиков видно, что для европейского цикла NEDC аккумулятор полностью заряжается примерно к половине времени выполнения цикла.

Для японского цикла полного заряда аккумулятора не происходит (сплошная линия на рис. 8, *б*), однако при начале цикла с полностью заряженным аккумулятором его емкость в конце цикла остается полной. Характер изменения энергии аккумулятора для американского цикла (рис. 8, *в*) подобен европейскому циклу (рис. 8, *а*).

В табл. 4 приведен путевой расход топлива при работе электромеханической трансмиссии без аккумулятора, с практически разряженным аккумулятором ($E_{акк}$ = 100 кДж) и с полностью заряженным аккумулятором ($E_{акк}$ = 1500 кДж) при движении по циклу с $V_{двс}$ = 30 км/ч. При работе с разряженным аккумулятором баланса нет, так как часть энергии, вырабатываемой двигателем внутреннего сгорания, идет на первичную зарядку аккумулятора.

В табл. 4 также приведены расчетно-экспериментальные путевые расходы топлива при включении системы "старт—стоп" и ранее рассчитанные (см. табл. 1) минимальные расходы топлива двигателем транспортного средства при его условной работе с максимальной экономичностью ($g_{e\,min}$ = = 197 г/(кВт · ч)) на протяжении всего цикла движения. Таким образом, можно сделать вывод, что при реализации описанных мероприятий резервы снижения путевого расхода топлива в значительной степени использованы. Дальнейшее снижение путевого расхода топлива возможно за счет рекуперации энергии торможения, а также параллельной работы поршневого двигателя и электромотора на режимах с высокой нагрузкой.

В целом, проведенные расчетные исследования подтвердили эффективность использования электромеханической трансмиссии и силового аккумулятора в силовых установках автомобилей и возможность оптимизации управления мощностью автомобильного двигателя, оборудованного такой трансмиссией.

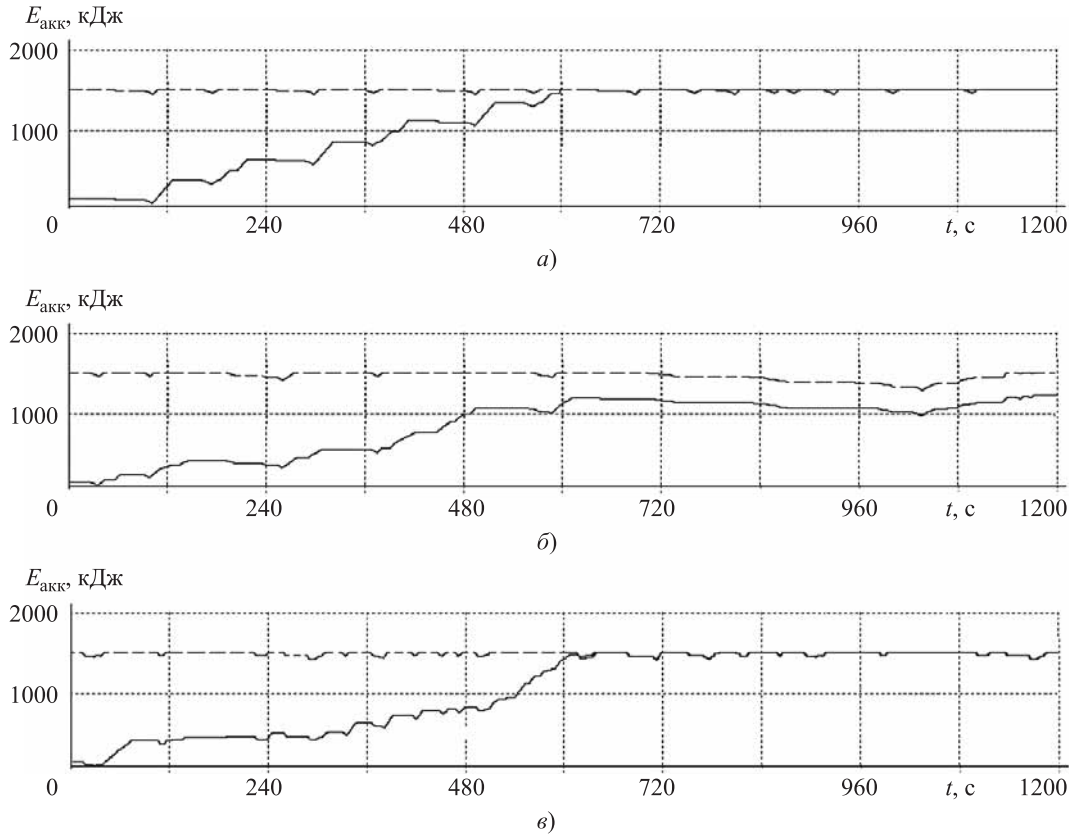


Рис. 8. График изменения энергии аккумулятора (сплошная линия — начальный заряд $E_{акк}$ = 100 кДж; пунктир — полный заряд $E_{акк}$ = 1500 кДж) в циклах:
а — NEDC; *б* — JC-08; *в* — FTP-75

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Машиностроение.** Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков и др. Под ред. А. А. Александрова, Н. А. Иващенко. — М.: Машиностроение, 2013. — 784 с.
2. **Гусаков С. В.** Гибридные силовые установки на основе ДВС: Учебное пособие для ВУЗов. — М.: Изд-во РУДН, 2008. — 207 с.
3. **Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для вузов. Второе издание. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
4. **Piancastelli L., Daidzic N. E., Frizziero L., Rocchi I.** Analysis of Automotive Diesel Conversions with KERS for Future Aerospace Applications // SAE Technical Paper Series. — 1997. — № 972686. — P. 1—10.
5. **Гусаков С. В., Ахмадниа Мосхен.** Исследование резервов повышения эффективности работы ДВС в составе гибридной силовой установки // Известия Волгоградского государственного технического университета. Процессы преобразования энергии и энергетические установки. Выпуск 6. — 2014. — № 18. — С. 41—44.
6. **Гусаков С. В., Афанасьева И. В., Марков В. А.** Энергетический баланс гибридной силовой установки автомобиля при его движении в соответствии с новым европейским испытательным циклом NEDC // Грузовик. 2010. № 7. С. 22-34.
7. **Милешкин К.** Изменение расхода топлива: под вой барабанов // За рулем. — 2012. — № 4. — С. 196—198.

УДК 621.9:658 + 620.171.5
В. А. Рогов, д-р техн. наук, профессор, **А. С. Кошеленко**, канд. техн. наук, доцент,
О. В. Жедь, канд. техн. наук, доцент, Российский университет дружбы народов (РУДН)
E-mail: kafedra.tm.rudn@mail.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДОМ ФОТОМЕХАНИКИ ИНТЕНСИВНОСТИ НАПРЯЖЕНИЙ НА КОНТУРЕ ОТВЕРСТИЯ МАСЛЯНОГО КАНАЛА ШЕЕК КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ОТ РАБОЧИХ НАГРУЗОК ДВС

Изложена методология определения интенсивности контурных напряжений отверстия масляного канала, вызванных деформациями шеек коленчатого вала, возникающих от нагрузок в рабочем цикле двигателя внутреннего сгорания (ДВС), физическим моделированием на оптических плоских моделях методом фотомеханики.

Ключевые слова: *коленчатый вал, фотомеханика, интенсивность напряжений, изгиб, кручение.*

(Рисунки на 2—4 стр. обложки)

Исследуется методом фотомеханики [1] распределение напряжений в плоской модели коленчатого вала и в отдельных фрагментах шеек вала с целью совершенствования его конструкции и методики оценки интенсивности максимальных напряжений в расчетных точках. Коленчатые валы разрушаются от усталости в местах наибольшей концентрации напряжений. Такими участками являются выходы отверстия для смазочного материала на коренных и шатунных шейках вала и у галтелей в сопряжениях шеек со щеками вала (рис. 1).

Запасы прочности в этих местах имеют минимальное значение. В расчетной практике модели коленчатых валов нагружаются по двум схемам: изгиб в плоскости кривошипа $M_{изг}$ и кручение $M_{кр}$ (рис. 2).

Здесь рассматриваются две возможные схемы расположения оси отверстия масляного канала по отношению к плоскости действия перерезывающей силы от изгибных нагрузок на шатунную шейку. В первом варианте ось отверстия масляного канала перпендикулярна плоскости действия перерезывающей силы от изгибающего момента (рис. 2, *а*), а во втором варианте ось отверстия масляного канала, которая совпадает с осью *Z* системы координат *XYZ*, находится в плоскости действия перерезывающей силы P_{01} от изгибающего момента $M_{изг}$ (рис. 2, *б*). Плоскость *XY* системы координат *XYZ* принадлежит вписанной в объемную модель шейки плоской пластине-модели с отверстием.

При расчетах коленчатых валов каждое колено рассматривают как отдельную двухопорную балку, на которую со стороны соседних колен передаются только крутящие моменты. Коренные шейки рассчитываются только на кручение, а шатунные на изгиб и кручение. Расчетные точки — контур отверстия для подвода смазки и галтель сопряжения шейки со щекой.

В настоящем исследовании изучается распределение напряжений от изгиба и кручения по контуру отверстия для подвода смазки к шатунной шейке. Для проведения экспериментов использованы плоские модели коленчатого вала, изготовленные из оптически чувствительного материала — полиметилметакрилата Э2, которые исследовались в работе [2] с целью оценки концентрации напряжений в сопряжениях шеек со щеками на переходных галтелях.

В шатунных шейках, ранее исследованных моделей (рис. 3, *а—б*), были дополнительно просверлены отверстия масляных каналов $d = 6$ мм (рис. 3, *в—г*). Плоская модель коленчатого вала опирается двумя коренными шейками на оптические дисковые динамометры *2* и *3*, которые фиксируют реакции опор N_1, N_2 коренных шеек на расстоянии l_1, l_2 соответственно от действия нагружающей поперечной силы P_{01},

приложенной в середине шатунной шейки через оптический дисковый динамометр *1* (см. рис. 2 и 3). Цветные фотограммы на рис. 3, *а, в,* сняты в потоке белого света с круговой поляризацией; фотограммы в черно-белом варианте на рис. 3, *б, г,* сняты в монохроматическом свете ртутной лампы также с круговой поляризацией и затем переведены в черно-белый формат. По данным тарировки материала модели на дисках диаметром $d = 4$ см сила для одной полосы в центре диска составляет 215,5 Н. Поэтому на приведенных фотограммах (см. рис. 3) для $n = 4$ полосы в центре диска *1* имеют перерезывающую силу $P_{01} = 862$ Н.

Интерференционная картина на фотограммах (см. рис. 3), полученная в результате нагружения моделей силой P_{01}, представляет систему чередования темных и светлых полос, (они получены в монохроматическом свете) максимальных касательных или разностей главных напряжений, т. е. $2\tau_{макс} = \sigma_1 - \sigma_2$. Порядковый номер полосы (изохромы — линия одинакового цвета) на любом изучаемом участке напряженной модели коленчатого вала определяется их подсчетом от нулевой или изотропной зоны, в которой максимальные касательные напряжения отсутствуют. На приведенных цветных фотограммах нулевые точки на контуре модели, а также изотропная зона внутри контура модели окрашены в черный цвет.

Анализ фотограмм на рис. 3 подтверждает, что для варианта, когда ось отверстия масляного канала расположена перпендикулярно плоскости действия перерезывающей силы, изгибающий момент практически не вызывает концентрации напряжений на контуре масляного отверстия, где наблюдаются участки с нулевым уровнем напряжений, между которыми имеются участки с незначительными контурными напряжениями в десятые доли полосы, так как в этих местах контур слегка просветлен. Таким образом, в варианте, когда ось отверстия масляного канала перпендикулярна плоскости действия изгибающей силы, интенсивность напряжений вдоль его контура не оказывает влияния на ресурс шатунной шейки, так как напряжения незначительны по величине. Столь малое напряженное состояние объясняется тем, что в данном варианте отверстие расположено в нейтральной и одновременно изотропной зоне напряженной шатунной шейки модели вала. Отметим, что введение в конструкцию модели вала отверстия масляного канала практически не повлияло на величину максимальных контурных напряжений на переходных галтелях от щек к шейкам вала (рис. 3), т. е. их величина не зависит от наличия геометрической неоднородности в виде отверстия масляного канала.

Иначе будет деформироваться контур отверстия масляного канала, если его ось *Z* будет лежать в плоскости действия изгибающего момента (см. рис. 2, *б*). В таком случае контуры сквозного отверстия масляного канала пересекаются с внешним контуром шейки вала на участках расчетного сечения, подвергающегося наибольшим деформациям от изгиба, поскольку он максимально удален от изотропной зоны и нейтральной оси изгибаемой шейки. За время поворота коленчатого вала в работающем двигателе на один оборот продольная ось отверстия масляного канала дважды располагается в плоскости действия изгибающего момента.

В таком относительном, циклически повторяющемся положении контуры отверстия попеременно нагружаются знакопеременной деформацией. На стороне приложения перерезывающей силы имеет место деформация сжатия внешнего контура шейки вала, а на противоположной от нее стороне будет деформация растяжения вдоль координатной оси *X*. Положение центра контура отверстия связано с системой координат *XYZ*. В связи с этим, аналогичным деформациям будет подвергаться и контур отверстия масляного канала. Направление, возникающих от изгиба шейки напряжений на выделенном фрагменте с отверстием изображено мелкими стрелками.

Обратимся к обеим фотограммам этого эксперимента в черно-белом изображении на рис. 3, *б, г,* и отметим, что на стороне растянутых волокон внешнего контура в срединном сечении шейки по линии действия перерезывающей силы имеют место напряжения растяжения на уровне $n \approx 2{,}54$ полосы. Заметим, что на фотограммах в приведенных сечениях по направлению действия перерезывающей силы на внешних контурах шейки вала нет геометрической неоднородности. Но если в срединном сечении на контуре шейки вала будет отверстие масляного канала, то напряженное состояние этой зоны получит дополнительную концентрацию вследствие геометрической неоднородности.

Эксперимент в варианте плоской модели с подобным расположением оси отверстия масляного канала не представляется возможным, так как задача о напряженном состоянии контура отверстия становится объемной, и ее следует решать методом замораживания на объемной модели коленчатого вала, но это чрезвычайно трудоемкий эксперимент и в настоящей работе не рассматривается.

Вот почему предлагается упрощенное решение этой задачи на плоской модели. Они выполнена в виде пластины с отверстием, ось которого распо-

ложена симметрично к ее продольному и поперечному контурам. Геометрические параметры такой пластины вписываются в объемную модель шатунной шейки на стороне растянутых волокон в координатную плоскость *XY* с расположением оси *Z* отверстия масляного канала вдоль линии действия перерезывающей силы (см. рис. 2, *б*).

Для выполнения физического эксперимента с целью изучения интенсивности напряжений на контуре отверстия масляного канала от изгибающего момента изготовлена пластина (рис. 4) из оптически чувствительного материала Э2 (аналогичного модели коленчатого вала). В первой серии экспериментов пластина нагружалась осевой силой в продольном направлении по оси *X* деформацией растяжения, соответствующей $n = 1{,}45$ полосы. Такой уровень напряжений зарегистрирован на фотограммах шейки (рис. 5, *а—б*) в срединном сечении на ее свободном контуре вдоль действия перерезывающей силы $P_{01} = 431$ Н, что определяется по двум полосам в центре дискового динамометра.

Участок пластины, на котором контролируется задаваемый уровень напряжений в процессе ее нагружения чистым растяжением, удален от контура отверстия на расстояние, где не проявляется влияние концентрации напряжений, возникающих в отверстии. В таком случае напряжения непосредственно на контуре отверстия будут значительно выше в связи с концентрацией вследствие его геометрической неоднородности. Эти деформации с достаточной точностью отражают процессы, имеющие место в объемной модели шатунной шейки вала от изгибающего момента.

Для моделирования одноосного чистого растяжения пластины с отверстием от изгиба в плоскости колена, и затем на этой же пластине моделирование приближенного чистого сдвига разработано и изготовлено несколько нагружающих устройств (стендов). Одно из них приведено на рис. 6. Методика выполнения эксперимента с растяжением пластины на стенде сводится к следующим действиям. Пластина-модель *1* из оптически чувствительного материала зажимается в струбцинах *6*, *11* и монтируется в рычажной системе стенда. Справа от пластины в рычажной системе располагается реверсор *7*, который преобразовывает осевое усилие растяжения пластины вдоль оси *X* в сжатие оптического дискового динамометра *8*, фиксирующего величину прикладываемой силы, создаваемой тягой *12* через левую струбцину *11* модели при завинчивании гайки *13*. В первой серии экспериментов, когда пластина нагружается одноосным чистым растяжением, мерные бруски *2* и оптический динамометр *3* в схеме нагружения отсутствуют.

Отметим, что на приведенных фотограммах (см. рис. 5) вдоль свободного контура отверстия масляного канала практически нет напряжений, что наблюдалось и при нагружении перерезывающей силой P_{01} в два раза большей величины $P_{01} = 862$ Н (см. рис. 3). При этом величина напряжений в переходных галтелях радиусом $r = 6$ мм от щек к шейке вала составила около четырех полос для $P_{01} = 431$ Н, а для нагрузки в 2 раза большей величины напряжения также увеличилась примерно в 2 раза.

Обработку и сравнение результатов экспериментов представим в варианте нагружения моделей перерезывающей силой в две полосы на оптическом динамометре, что составляет $P_{01} = 431$ Н (см. рис. 5).

Выше отмечалось, что в срединном сечении шатунной шейки независимо от наличия отверстия масляного канала при этой нагрузке имеет место одинаковый уровень контурного напряжения, который составляет $n = 1{,}45$ полосы. Именно эта величина контурного напряжения в срединном сечении шатунной шейки принята для расчета величины силы нагружения плоской модели с отверстием.

Переведем порядок полосы в размерность нормальных напряжений на контуре шейки: $\sigma_{\text{сред}} = n\sigma_0^t = 1{,}45 \cdot 2{,}76 \approx 4$ МПа, где σ_0^t — цена полосы модели из тарировки. Активное сечение плоской модели с учетом ее ширины $b = 2{,}4$ см и толщины ОЧМ $t = 0{,}5$ см составляло $F = 1{,}2$ см^2. Эта информация позволяет рассчитать величину силы, которой необходимо нагрузить плоскую модель с отверстием, при моделировании ее растяжения, обеспечив экспериментально установленную величину напряжений в срединном сечении, когда в этом месте контура шейки нет отверстия масляного канала.

Определим силу, с которой следует растягивать плоскую пластину с отверстием: $P_{\text{рас.}} = \sigma_{\text{сред}} F = 4 \cdot 1{,}2 = 480$ Н. В таком случае нагружаем пластину растягивающей силой $P_{\text{рас.}} = 480$ Н вдоль оси *X*. Величина этой силы задается дисковым оптическим динамометром *8* (рис. 6) с диаметром $d = 1{,}6$ см.

Из тарировки оптически чувствительного материала этого динамометра установлено, что одна полоса в центре диска при его нагружении осевой силой в диаметральной плоскости составляет 120 Н. Поэтому диск следует нагружать до $n = 4$ полосы. Это легко установить из выражения $n = P_{\text{рас}}/120$. Фотограмма чистого растяжения, полученная в поляризованном по кругу белом свете, приведена на рис. 7, *б*. Эта же

фотограмма, снятая в потоке монохроматического света ртутной лампы, поляризованного по кругу, и переведенная в черно-белый формат также приведена на рис. 12, *а*.

Во второй части эксперимента плоская модель с отверстием нагружалась по схеме чистого сдвига (рис. 8, *а*). Методика расчета силы для нагружения модели чистым сдвигом, сводилась к определению момента кручения (рис. 9, *б*), создаваемого перерезывающей силой P_{01} = 431 Н и, следовательно, в срединном сечении оставался тот же уровень напряжений на контуре шейки в 1,45 полосы.

С учетом радиуса кривошипа $R_{кр}$ = 6,7 см и перерезывающей силы P_{01} = 431 Н, крутящий момент, приведенный к радиусу шатунной шейки $R_{ш}$ = 4,4 см, уравновешивается силой $P_{кр}$ = 656 Н. При выполнении эксперимента были реализованы различные варианты нагружения пластины как по величине прикладываемого усилия, так и по последовательности передачи нагрузки. Модель опирается боковой гранью на нижний мерный брусок *2*, установленный на подвижную платформу *10*, регулируемую по высоте (см. рис. 6).

На верхнюю грань модели зеркально нижней опоре устанавливается второй мерный брусок *2*. Длина мерных брусков *2* равна поперечному сечению плоской модели, т. е. по 24 мм. В середине верхнего мерного бруска *2* устанавливается оптический дисковый динамометр *3* аналогичный горизонтальному оптическому дисковому динамометру *8* для регистрации величины прикладываемого усилия. Шток *5* винтового домкрата *4* нагружает модель сжимающей нагрузкой вдоль оси *Y*. Все элементы конструкции смонтированы на рамке *9*, которая устанавливается в поле светового потока поляризационной установки ППУ7. После нагружения модели расчетными силами, контролируемыми оптическими дисковыми динамометрами *3* и *8*, выполняется фотографирование цифровой камерой.

Моделирование чистого сдвига с жесткой опорой на подвижную платформу *10* (см. рис. 6) в направлении силы сжатия выявило на фотограммах асимметрию изолиний вблизи контура отверстия масляного канала, что объясняется невыполнением условия чистого сдвига. В дальнейшем недостаток этой схемы удалось устранить приложением силы сжатия посредством самоустанавливающегося силового домкрата, который позволил разделить силовые потоки растяжения вдоль оси *X* и сжатия вдоль оси *Y*, исключающие взаимовлияние и тем самым обеспечить независимо чистое растяжение и чистое сжатие. Конструкция этого устройства представлена на рис. 10.

Цель этих экспериментов — выявление влияния способа передачи давления (усилия сжатия), сообщаемого модели, на характер напряженного состояния контура отверстия масляного канала (рис. 11).

Анализ фотограмм, представленных на рис. 11, позволяет утверждать, что в случае передачи усилия сжатия от винтового домкрата к контуру исследуемой модели через оптические микродинамометры (рис. 11, *а*), распределение изохром (полос) по всему полю фотограммы становится более равномерным, чем в варианте с мерными брусками (рис. 11, *б*). И, тем не менее, по контуру отверстия модели в обоих случаях практически наблюдается идентичная картина полос. В связи с этим в дальнейших экспериментах выбирался тот вариант передачи усилия давления, который легче было реализовать технически.

Полученные фотограммы картин изолиний дают возможность судить об уровне напряженного состояния внешней поверхности шатунной шейки коленчатого вала в месте пересечения с отверстием масляного канала при действии растягивающих деформаций, вызванных изгибом от перерезывающей силы и сдвига контура сквозного отверстия, от деформаций кручения, вызванных той же перерезывающей силой.

Из всей серии полученных фотограмм в ходе выполнения физических экспериментов для окончательной обработки выбраны два варианта. При моделировании чистого растяжения принят вариант фотограммы, приведенный на рис. 12, *а*; при моделировании чистого сдвига принят вариант нагружения самоустанавливающимся домкратом и передачей усилия сжатия модели от штока домкрата через жесткие пластины (рис. 12, *б*). В эксперименте при моделировании чистого сдвига модель с отверстием нагружалась силой сжатия $P_Y = P_{сж}$ = 656 Н и силой растяжения $P_X = P_{рас}$ = 656 Н (рис. 9, *а*).

Затем из этих фотограмм вырезался ее участок в форме квадрата, грани которого расположены значительно ближе к отверстию модели, так как удаляемый участок фотограммы не имеет информационной нагрузки в решаемой задаче при ее расшифровке, что позволило построить хорошо видимую эпюру контурных напряжений отверстия масляного канала (рис. 13, *а*). На контуре отверстия располагаются четыре нулевые точки, которые служат отсчетом порядка полос. Нулевые точки являются границей смены знака напряжений от сжатия к растяжению

вдоль контура отверстия. В решаемой задаче интерес представляют только участки растяжения. Крутящий момент вызывает на контуре отверстия деформацию чистого сдвига, который создает знакопеременное напряженное состояние растяжения и сжатия последовательно через 90° между нулевыми точками на контуре отверстия. На рис. 13, *а,* приведена эпюра контурных напряжений растяжения одного сектора отверстия фотограммы модели.

Фотограмма, полученная при нагружении плоской модели чистым сдвигом, при переносе ее изображения на шейку коленчатого вала (см. рис. 8, *б*), повернута против часовой стрелки на угол 45° и, соответственно, ее эпюра на контуре отверстия ориентирована по отношению к эпюре контурных напряжений растяжения от силы изгиба (см. рис. 13, *б*). Эпюры контурных нормальных напряжений в масштабе полос, построенные на четверти окружности, дают возможность установить раздельно максимальные напряжения от растяжения и от сдвига. На базе этих раздельных эпюр построена суммарная эпюра нормальных контурных напряжений (рис. 14, сплошная линия *3*), которая свидетельствует о том, что наибольшие растягивающие напряжения на контуре отверстия возникают в зонах, расположенных примерно под углом 30—40° к плоскости, перпендикулярной направлению сил растяжения от изгиба.

Выводы по работе

Выполненные исследования на плоских моделях из ОЧМ напряженного состояния в расчетных зонах коленчатого вала позволили установить качественную и количественную составляющую напряжений на контуре отверстия масляного канала от деформаций изгиба и кручения его шатунной шейки. Максимальные напряжения на контуре отверстия достигают приблизительно семи полос при заданной величине перерезывающей силы, что больше напряжений от изгиба в переходных галтелях шейки вала при той же перерезывающей силе, но без учета в них сдвига от деформаций кручения. Необходимо провести дополнительные исследования напряжений в переходных галтелях от деформаций кручения, что позволит сравнивать суммарные напряжения в исследуемых зонах в адекватных условиях нагружения. Соблюдая критерии силового и геометрического подобия, экспериментально полученные результаты интенсивности напряжений на контуре отверстия масляного канала шатунной шейки коленчатого вала, можно перенести на натурную конструкцию вала.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Кошеленко А. С., Позняк Г. Г.** Теоретические основы и практика фотомеханики в машиностроении. — М.: Изд. дом "Граница", 2004. — 296 с.
2. **Кошеленко А. С., Бабенков И. С., Жедь О. В.** Исследование напряженного состояния коленчатого вала двигателя методом фотомеханики // Грузовик &. — 2000. — № 12. — С. 21—24.
3. **Рогов А. В., Кошеленко А. С., Жедь О. В.** Исследование на оптических плоских моделях коленчатого вала напряжений от изгиба и кручения в его расчетных точках // Материалы Международной НТК "Проблемы и достижения в инновационных материалах и технологиях машиностроения". — Комсомольск-на-Амуре, 12—16 мая 2015. — С. 315—319.

Бортовая информационная система "КАМАЗ-Штурман"

Первый эксплуатационный образец новой бортовой информационной системы (БИС) "КАМАЗ-Штурман" был представлен на стенде компании в ходе выставки "КОМТРАНС-2015".

Совместная разработка специалистов ПАО "КАМАЗ" и ОАО "Московское конструкторское бюро "Компас" (обе компании входят в Госкорпорацию Ростех) объединяет преимущества навигационных систем, мультимедийных ресурсов, сети Интернет и мобильной связи.

Современный водитель грузового автомобиля — это высококвалифицированный специалист, которому для управления и обслуживания автомобиля необходима исчерпывающая достоверная информация о состоянии рабочих узлов и окружающей обстановке. Эту информацию и будет предоставлять БИС "КАМАЗ-Штурман", рабочий контур которой включает в себя множество функций: ГЛОНАСС/GPS навигацию, голосовое управление, навигацию в фоновом режиме, систему автоматической диагностики автомобиля, модуль обучения экономному вождению, мультимеда ресурс (аудио, видео, радио), видеорегистрацию с координатно-временной привязкой, систему кругового обзора, систему помощи при парковке, модуль вызова службы экстренного реагирования при авариях "ЭРА ГЛОНАСС", 4G (LTE) интернет, Wi-Fi, BlueTooth сопряжение с мобильным телефоном для управления контактами и телефонными вызовами.

Пресс-слузжба ПАО "КАМАЗ"

К ОСНОВАМ СОЗДАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ СЛОЖНОСТРУКТУРИРОВАННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ
(ЦИКЛ СТАТЕЙ, СТАТЬЯ 6)

УДК 629.113 (075.8)
Е. И. Блинов, канд. техн. наук, доцент, Московский государственный университет информационных технологий, радиотехники и электроники
E-mail: blinov-ti6-mgupi@mail.ru

УСТОЙЧИВОСТЬ КРИВОЛИНЕЙНО-КРУГОВОГО И КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЙ

Пространственная многозвенная динамическая модель связанных колебаний двигательно-трансмиссионной установки (ДТУ) и подвески наиболее адекватно представляет сложные динамические взаимодействия, происходящие при работе многих классов машин. Введение в базовую модель дополнительных связей позволяет исследовать поведение машины на устойчивость в криволинейно-круговом и курсовом движениях и дать рекомендации по улучшению этого свойства машины.

Ключевые слова: *динамика, сложноструктурированная механическая система, пространственность, устойчивость, граничные условия.*

Устойчивость можно определить либо как способность оставаться на выбранной траектории криволинейно-кругового (устойчивость против бокового скольжения или бокового опрокидывания) или прямолинейного движения (курсовая устойчивость), либо как способность сохранять устойчивость положения (устойчивость против различных видов опрокидывания в статике; статические состояния динамическая теория движения не рассматривает).

Изучение устойчивости движения опирается на одноименную теорему А. М. Ляпунова, которая была им доказана в 1892 г. в докторской диссертации. А. М. Ляпунов предложил сравнить решения $y_i(\tau)$ невозмущенного движения при начальных условиях $y_i(\tau_0)$ с решениями $f_i(\tau)$ возмущенного движения при начальных условиях $f_i(\tau_0) + \varepsilon_i$, где ε_i — сколь угодно малые приращения начальных условий i-х независимых переменных; здесь $i = 1,..., n$, n — число обыкновенных ДУ первого порядка. Далее было сформулировано определение устойчивости: если отклонение $x_i = y_i(\tau) - f_i(\tau)$ решения обладает таким свойством, что при всяких начальных отклонениях $x_{i0} = y_i(\tau_0) - f_i(\tau_0)$ удовлетворяется условие $\sum_{n} x_{i0}^2 \leqslant \delta_i$, и при любых $\tau \geqslant \tau_0$ будет выполняться неравенство $\sum_{n} x_i^2 < \varepsilon_i$, то невозмущенное движение устойчиво, в противном случае неустойчиво. Здесь δ — положительное число.

Трактовка этой теоремы такова: устойчивость данного невозмущенного движения означает, что при достаточно малых начальных возмущениях решения невозмущенного и возмущенного движений будут сколь угодно мало отличаться. Если же невозмущенное движение неустойчиво, то разность решений с течением времени будет нарастать, как бы ни малы были начальные возмущения.

Теорема Ляпунова справедлива в рамках некоторых ограничений. Во-первых, возмущения налагаются только на начальные условия, т. е. возмущенное движение происходит под действием тех же силовых факторов (сил, моментов и т. п.), что и невозмущенное. Во-вторых, система должна быть устойчивой на неограниченном луче времени. В-третьих, возмущения предполагаются малыми.

Представляется, что первое ограничение не позволяет в полной мере использовать методологию исследования устойчивости по Ляпунову в отноше-

нии сложноструктурированных многозвенных динамических систем, поскольку изменение начальных условий может привести к тому, что система будет находиться под действием других сил, в том числе, и в начальный момент времени.

Обратимся к рис. 1, на котором показаны процессы замыкания (рис. 1, *а*; $\dot{\alpha}_{д}^{xx} = 155$ рад/с) и незамыкания (рис. 1, *б*; $\dot{\alpha}_{д}^{xx} = 156$ рад/с) фрикционного сцепления (ФС) при трогании с места на первой передаче автомобиля МАЗ-5335 при указанных значениях начальной угловой скорости $\dot{\alpha}_{д}^{xx}$ двигателя. Как видим (рис. 1, *а*), скорость ведомых частей ФС быстро приближается к скорости ведущих, и при времени около 0,8 с по условию выравнивания угловых скоростей происходит замыкание ФС. Начальная часть процесса, отраженного на рис. 1, *б*, идентична, и сцепление, казалось бы, должно замкнуться. Однако затем скорость ведомых частей уменьшается, а ФС продолжает буксовать. Истинное замыкание ФС происходит позже на второй полуволне увеличения угловой скорости ведомых частей ФС.

В итоге, мизерное (меньше 1 рад/с, а в пределе — бесконечно малое) изменение начальных условий приводит к тому, что мы имеем дело, строго говоря, с разными динамическими системами, поскольку их реакции (в терминологии Ляпунова — решения) на это изменение также разные. Таким образом, по Ляпунову следует признать, что система, обладающая свойствами, отраженными на рис. 1, неустойчива, однако, это вовсе не так — одна и та же динамическая система может находиться в разных классах [1] в зависимости от того или иного сочетания как величин динамических параметров, так и характера внешних воздействий, формируемых в данном случае за счет выбора водителем величины $\dot{\alpha}_{д}^{xx}$, оставаясь при этом в устойчивом состоянии на неограниченном луче времени.

Интегрально неустойчивость динамической системы объясняется неблагоприятным сочетанием величин динамических параметров и характера протекания внешних сил, которое может привести к тому, что машина сходит с предписываемой траектории и начинает двигаться в другом, нежелательном направлении. Это происходит, если динамические реакции превысят некоторые предельные (граничные) значения, которые формируются в общем случае за счет параметров системы ЧМС: управляющие действия водителя — динамическая система ДТУ и подвески — опорная поверхность. Поэтому основной целью при изучении устойчивости следует считать определение величин граничных значений тех или иных параметров, которые разделяют устойчивое и неустойчивое состояние системы; одновременно это является и целью публикации.

Так как все виды динамической боковой устойчивости связаны с движением по кривой, модель ("Грузовик" № 10, 2015 г.) движения на повороте остается справедливой; везде ниже ссылка на данную статью будет отображаться надстрочным символом *.

На повороте под действием центробежной и других боковых внешних сил колесная машина (КМ) может потерять устойчивость, испытывая занос или опрокинувшись вокруг продольной оси, параллельной оси *X* и проходящей через точки контакта колес с опорной поверхностью дальнего от центра поворота борта. Заносы бывают двух видов — полный и частичный.

При полном заносе происходит боковой снос машины, а ее центр масс перемещается (скользит) в направлении поперечной оси *Y*, причем ни одна из точек корпуса, рассматриваемого в плане, не находится на нужной траектории. При этом векторы скоростей скольжения всех точек какой-либо характерной прямой, например, центральной продольной оси, связанной с корпусом машины, направлены в одну сторону, но могут быть неравны или равны по величине. Если величины векторов не равны между собой, то корпус одновременно с движением вдоль оси *Y* испытывает вращательное движение вокруг центра масс; если векторы равны по величине, то углового

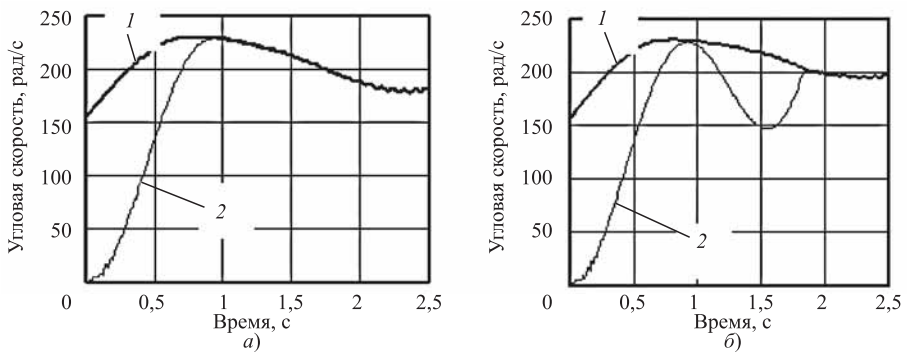


Рис. 1. Протекание угловых скоростей при разных значениях начальной угловой скорости двигателя:

а — процесс замыкания фрикционного сцепления МАЗ-5335; *б* — процесс размыкания; *1* — ведущие массы сцепления; *2* — ведомые

движения корпуса не происходит, и поэтому такой снос можно назвать параллельным.

Частичный занос характерен тем, что существует хотя бы одна точка корпуса, которая остается на требуемой траектории движения; учитывая, что остальные точки находятся на нежелательной траектории, можно говорить о том, что траектория машины в целом искажается в той или иной степени в зависимости от рассматриваемой точки корпуса. Поворот корпуса во вращательном движении при частичном заносе происходит вокруг вертикальной оси, проходящей именно через ту j-ю точку, которая находится на траектории поворота.

Представим, что опорная поверхность, находящаяся в контакте с движителем, состоит из отдельных участков. Примем, что все участки имеют неизменные несущие свойства опорной поверхности как вдоль оси X, так и вдоль оси Y. Тогда занос может происходить только вокруг точек A_1 или A_n (см. рис. 1)*, лежащих в плоскости дороги и являющихся центрами передней или задней осей соответственно. Однако в общем случае участки могут характеризоваться различными несущими свойствами. Пусть эти свойства симметричны в отношении левого и правого бортов. Тогда возможен занос вокруг точки, лежащей на продольной центральной оси, но смещенной с точек A_1 или A_n к центру масс; такой занос уместнее назвать разворотом (в частном варианте это смещение может быть нулевым, тогда мы переходим к предыдущему случаю). Если же наблюдается асимметрия свойств участков, то вертикальная ось, проходящая через точку разворота, к тому же смещается в поперечном направлении с центральной оси машины в точку центра пятна контакта колеса того моста и борта, вокруг которых происходит разворот. При любом случае частичного заноса момент инерции машины во вращательном движении относительно j-й точки, остающейся на траектории движения, определяется как $J_j = J_z + m_a r^2$, где J_z — момент инерции относительно вертикальной оси Z, проходящей через ц.м. системы; m_a — масса машины; r — расстояние от ц.м. до j-й точки.

В статической теории КМ она представляется материальной точкой, и поэтому количественно оценить устойчивость можно только через показатели внешней динамики. Обычно критерием устойчивости в таких случаях является величина критической скорости. Приведем часто используемую формулу зависимости для критериальных условий заноса двухосной КМ:

$$V_{\text{зан}} \geqslant l\sqrt{gL/\left[\left(G_2 / k_{y2}\right) - \left(G_1 / k_{y1}\right)\right]}. \qquad (1)$$

Здесь g — ускорение свободного падения; L — база КМ; k_y — коэффициент сопротивления уводу. Анализ этой формулы следует из ее структуры, и повторяться нет необходимости.

Выражение (1) содержит условие заноса без учета внутренних динамических связей. Поэтому особое значение приобретает изучение влияния изменения величин динамических параметров ДТУ и подвески на устойчивость движения на повороте. Рассмотрим влияние только крутильной жесткости связей ДТУ, поскольку изменение величин моментов инерции вращающихся деталей почти аналогично изменению величины массы машины, а варьирование коэффициентами демпфирования участков ДТУ трудно реализовать практически.

Расчетные исследования показывают, что: 1) величина крутильной жесткости трансмиссии существенно влияет на устойчивость движения; 2) различные участки и разные ветви ДТУ по разному влияют на исследуемый критерий. В целом, увеличение жесткости увеличивает вероятность потери устойчивости по скольжению на повороте. Однако влияние изменения жесткостей участков ведущей ветви незначительно. Из участков ведомой ветви наибольшее влияние оказывает участок, обладающий минимальной величиной крутильной жесткости. Чаще всего это участок привода ведущего колеса, например, полуоси.

Кроме количественного изменения показателей процесса, изменение величины жесткости влияющего участка ДТУ может привести и к качественным сдвигам. На рис. 2 приведены зависимости боковых текущих P_{yi} сил и предельных реакций:

$$R_{yi\,\text{пред}} = \left[\left(R_{zi\,\text{л}}\varphi_{i\,\text{л}}\right)^2 - R_{xi\,\text{л}}^2\right]^{1/2} + \left[\left(R_{zi\,\text{п}}\varphi_{i\,\text{п}}\right)^2 - R_{xi\,\text{п}}^2\right]^{1/2} \qquad (2)$$

на i-й оси в функции времени для двухосного автомобиля МАЗ-5335 при разной величине крутильной жесткости $C_{\text{вл}}$ влияющего участка, находящегося в ведомой части ДТУ (остальные пояснения в подрисуночных подписях).

В (2) $i = 1,\ldots, n$, где n — число осей; φ — коэффициент сцепления колеса с дорогой в направлении вращения колес. При постоянной скорости движения на повороте скольжение вызывается уменьшением радиуса поворота с темпом 0,01 м за каждые 0,001 с; расчет (и соответственно построение рисунка) заканчивается в момент начала скольжения

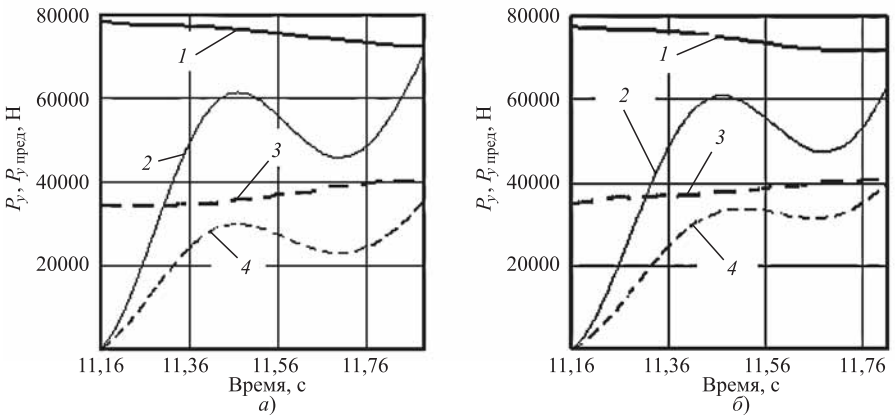


Рис. 2. Движение на повороте с изменяющимся радиусом поворота:

а — значение коэффициента жесткости влияющего участка $C_{вл}$ = 3600 Н · м/рад; *б* — $C_{вл}$ = 36 000 Н · м/рад; *1*, *3* — предельные значения боковых реакций $R_{y\,пред}$ на задней, передней осях; *2*, *4* — текущие величины боковых сил P_y на задней, передней осях. Для обоих рисунков φ_x = 0,4; скорость 40 км/ч; начальный радиус поворота 40 м

какой-либо оси по условию, которое для двухосной машины в достаточной для практических расчетов упрощенной форме выглядит в виде:

$$P_{yi} > R_{yi\,пред}. \qquad (3)$$

При этом следует иметь в виду, что в режиме до заноса или скольжения P_{yi} и $R_{yi\,пред}$ всегда находятся в соотношении $P_{yi} \leqslant R_{yi\,пред}$, причем, текущим силам P_{yi} противостоят текущие боковые реакции R_{yi}, а занос или скольжение происходит в направлении P_{yi}.

Как видим (см. рис. 2, *а*), при уменьшенной жесткости влияющего участка занос испытывает задняя ось — ординаты сплошных кривых P_y и $R_{y\,пред}$ почти сравнялись, и в следующий момент времени выполнится условие (3) начала заноса. При увеличенной жесткости начинается занос первой оси (рис. 2, *б*), поскольку условие (3) становится справедливым именно для нее.

Аналогичный вывод, имея в виду влияние величин динамических параметров на боковую устойчивость, подтвержден также и в отношении гусеничных машин (ГМ).

Очевидно необходимо объяснить причину влияния изменения величины крутильной жесткости участка ДТУ на поведение системы. Этот эффект объясняется тем, что большие ее значения способствуют увеличению момента $T_{уд}$ упруго-демпфирующих сил. При этом на ближайших к ведущему колесу участках $T_{уд}$ носит низкочастотный характер. Поэтому, несмотря на почти постоянную скорость движения, $T_{уд}$ не является константой и продолжает поддерживать колебательный процесс. В связи с этим, в те периоды времени, когда $T_{уд}$ находится на полуволне уменьшения, снижаются величины и касательной, и нормальной реакций. Тогда, в зависимости от соотношения этих составляющих, формирующих предельные реакции (2), а также от расположения ц.м. на продольной оси, эти реакции перераспределяются в пользу передней или задней оси. В итоге, более склонной к скольжению становится противоположная ось, на которой, при прочих равных, предельная реакция меньше.

Из (2) и (3) следует достаточно важный вывод, который состоит в том, что если продольная реакция по своей величине близка к произведению $R_{z\,л,п}\varphi_{x\,л,п}$, являющемуся продольной силой по сцеплению, то теоретически достаточно бесконечно малой силы P_y для того, чтобы машина потеряла боковую устойчивость по заносу. Если принять, что касательная реакция в КМ одинакова на ведущих колесах разных бортов, то именно так часто и происходит, когда на скользкой дороге при малых φ_x на повороте водитель увеличивает силу тяги.

Неравенство (3) справедливо только в отношении двухосной КМ. В многоосной машине механика потери устойчивости по скольжению (как на повороте, так и курсовой) сложнее, чем в двухосной КМ. Дело в том, что если для одной из осей выполняется условие, при котором она может скользить, то это еще не означает возникновение, например, заноса как для двухосной КМ. Отсюда ясно, что многоосная машина сохраняет курсовую устойчивость до тех пор, пока колеса как минимум двух осей не скользят. Поэтому надо проверять условие потери устойчивости по скольжению в отношении каждой *j*-й оси всеми остальными *i*-ми осями, заключающееся в том, что момент T_j действующих на КМ всех внешних сил относительно *j*-й оси, включая инерционный момент, превосходит сумму моментов предельных значений реакций $R_{yi\,пред}$

$$T_j > \sum_{i=1}^{n} b_{xji} R_{yi\ пред}, \qquad (4)$$

где b_{xji} _ расстояние между *i*-й и *j*-й осями. Устойчивость будет сохранена, если неравенство (4) не соблюдается как минимум для двух осей. Следует иметь в виду, что для какой-то одной из осей многоосной КМ j = i, и тогда $b_{xji} = 0$.

В частном случае при установившемся движении система (6)* выглядит как $J_z\ddot{\beta} = 0$, $m_a\ddot{y} = 0$. Учитывая, что при этом фаза вращательного движения отсутствует ($\ddot{\beta} = 0, \beta = \text{const}$), то оставшаяся в системе внешняя сила P_y, например, в формуле (8)*, может быть идентифицирована через боковые силы. Для многоосной КМ P_{yi} определить невозможно, а для двухосной КМ эти силы, действующие на шины обеих осей, по модулю равны $P_{y1} = P_y b_{x2}/L$, $P_{y2} = P_y b_{x1}/L$, где L — база КМ, а их моменты относительно j-й оси запишутся в виде $T_j = b_{xji}P_{yi}$.

Тогда при $n = 2$ неравенство (4) сводится к выражению:

$$T_j = b_{xji}P_{yi} > b_{xji}R_{yi\,\text{пред}}, \qquad (5)$$

где $b_{xji} = L$. Это означает, что если, например, сначала $j = 1$, то проверяется условие заноса задней оси ($i = 2$); затем для $j = 2$ делается то же самое в отношении передней оси ($i = 1$). Если условие (5) выполняется только для одной оси, то произойдет ее занос; если это условие выполняется для обеих осей, то скользить вбок будет вся КМ. Обратим внимание, что условия (5) и (3) идентичны.

Логично предположить, что между двумя значениями крутильной жесткости влияющего участка, "разводящими" процесс скольжения на переднюю или заднюю ось, существует граница. Если оставить условия движения КМ теми же, что и при построении рис. 2, то, как показали расчеты, ее значение лежит в районе $C_{кр} \approx 4000$ Н · м/рад, но в этом случае наблюдается полное скольжение машины, а не частичный занос.

Таким образом, показано, что наряду с очевидными параметрами влияния (скорость, радиус поворота, коэффициент сцепления и т. д.) существуют и другие, в том числе, крутильная жесткость влияющего участка ведомой ветви ДТУ, изменением которой можно целенаправленно влиять на увеличение устойчивости. Разница состоит в том, что во втором случае появляется возможность "настройки" конструктивных параметров динамической системы, которая сведет к минимуму последствия, например, неоптимальных действий водителя. Учитывая, что "настройка" происходит в рамках поиска их оптимальных значений, решение этой проблемы уже найдено, имея в виду разработку и реализацию оптимизационной ЭВМ-программы *"RVKOPT"**.

Графики на рис. 2 рассчитаны при коэффициенте φ_x сцепления, равном 0,4. Увеличение этого значения приводит к потере устойчивости по боковому опрокидыванию, условием начала которого является отсутствие контакта с дорогой колес внутреннего левого борта машины:

$$R_{zв} = 0. \qquad (6)$$

Расчеты показывают, что, в частности, при сохранении условий расчетного эксперимента, при которых строились графики 2, равенство (6) выполняется при $\varphi_x = 0{,}84$ и критическом радиусе поворота $R_{кр} = 15{,}0$ м. Механика опрокидывания при этом следующая. Увеличение φ_x при прочих равных означает возрастание продольной силы по сцеплению $R_{zil,п}\varphi_{xil,п}$ и, как следствие, достаточно большой разницы (2) между ней и касательной реакцией, поскольку величина последней ограничена условием "при прочих равных". Наличие такой разницы практически гарантирует отсутствие заноса, и поэтому при уменьшающемся радиусе поворота может произойти только боковое опрокидывание.

Заметим, что условием не начала, а собственно опрокидывания является выход вектора силы G_a веса, направленного вертикально и приложенного в ц.м., за габариты колеи, поскольку после отрыва ближних к центру поворота колес от опорной поверхности точка ц.м. начинает перемещаться в поперечном направлении в сторону противоположного борта по дуге окружности с радиусом, равным кратчайшему расстоянию от ц.м. до продольной оси, соединяющей центры пятен контакта шин. Это условие можно записать в виде $s_{кр} > 0$, где s — расстояние в направлении оси Y между точкой пересечения вектора G_a с опорной поверхностью и этой осью. Однако чтобы опрокидывание не стало неизбежным, водитель уже при наступлении условия (6) должен сбросить скорость или увеличить радиус поворота. И если на машину действуют только естественные силы, возникающие на повороте, условие $s_{кр} > 0$ не наступит.

Выше была рассмотрена устойчивость на траектории криволинейно-кругового движения. Далее будет рассмотрена курсовая устойчивость, в основном, КМ, поскольку в данном контексте устойчивость ГМ может быть истолкована как частный случай устойчивости КМ при углах поворота управляемых колес и увода, равных нулю.

Курсовая устойчивость — один из важнейших видов устойчивости движения. Она оценивается неизменной величиной курсового угла и поэтому определяет устойчивость прямолинейного движения. При прямолинейном невозмущенном в боковом направлении движении динамика системы опи-

сывается соответствующими ДУ ("Грузовик" №№ 6, 7 за 2015 г.). В случае бокового возмущения машины, оборудованные эластичными колесами, будут двигаться по криволинейной траектории, и тогда, кроме упомянутых ДУ, необходимо учитывать систему (6)*.

Ранее обосновывалось, что в реальных условиях движения неизбежны боковые воздействия, которые при небольших величинах вызывают увод колеса.

Для качения колеса с уводом необходимо и достаточно наличие только двух факторов — боковой силы и эластичности колеса. Шина, как и любое упругое тело, подчиняющееся закону Гука на линейном участке кривой деформации, способна восстанавливать первоначальное состояние после снятия нагрузки. При этом диссипативная часть общей энергии деформации шины, связанная с явлением увода, теряется, переходя в тепловую энергию нагрева тел. Ссылаясь на безвозвратную потерю энергии, некоторые авторы полагают, что курсовой угол необратимо изменяется, вследствие чего система априори неустойчива по курсовому углу. Другими словами, считается, что деформация шины полностью не восстанавливается. В действительности же эта энергия, как и любая затратная составляющая правой части энергетического баланса (18) ("Грузовик" № 8 за 2015 г.) восполняется за счет вносимой в систему энергии сгорающего топлива, и таким образом энергетическое равновесие системы не нарушается.

Качественное описание процесса подтверждается рис. 3, показывающим изменение средних углов $\delta_i = (\delta_{i\text{в}} + \delta_{i\text{н}})/2$ увода, формирующих курсовой угол передних и задних колес автомобилей МАЗ-5335 при приложении боковой сосредоточенной импульсной силы P'_y, на плече b_{xc} от центра масс в течение времени $\Delta\tau$. Причем, для рисунка *а* расстояние b_{xc} имеет положительный знак, что имитирует приложение силы сзади ц.м. по отношению к направлению движения, а справа — отрицательный при приложении силы впереди ц.м. Это сделано с целью получения общности картины, поскольку в первом случае увод передних колес меньше задних, и, следовательно, машина имеет излишнюю поворачиваемость, во втором — эти свойства асимметричны. Как видно из рисунков, и при недостаточной, и при излишней поворачиваемости тенденция к восстановлению нулевого значения угла увода после снятия боковой нагрузки однозначна, что не подтверждает выводы отдельных авторов о необратимости изменения курсового угла при качении колес с уводом.

При превышении боковыми силовыми возмущениями некоторых значений увод перерастает в занос, разворот или опрокидывание, при которых курсовой угол неконтролируемо и необратимо возрастает, а курсовая устойчивость теряется. При этом условия (4) и (6) потери устойчивости остаются в силе.

Пусть на КМ, движущуюся прямолинейно, действуют боковые силы, вызывающие увод в пределах упругой деформации шин. Тогда для того, чтобы воспользоваться системой (6)* необходимо учесть следующее. Все дополнительные боковые внешние силы сводятся к одной P'_y, действующей на известном расстоянии b_{xc} от ц.м. Эту силу можно перенести в ц.м. с добавлением момента $\pm P'_y b_{xc}$ (знак определяется точкой приложения силы P'_y точно так же, как при описании предыдущего рисунка), который участвует в формировании момента T_j. Начальными значениями различных групп параметров являются: для независимых координат системы (6)* $\beta_0 = y_0 = 0$; для независимой координаты пройденного пути $S_0 = S$; для кинематических связей $\gamma'_0 = \vartheta_0 = \Theta_0 = \theta_{i0} = 0$.

Отдельно следует оговорить начальное значение R_0 радиуса кривизны. Известно, что для прямолинейной траектории $R = \infty$.

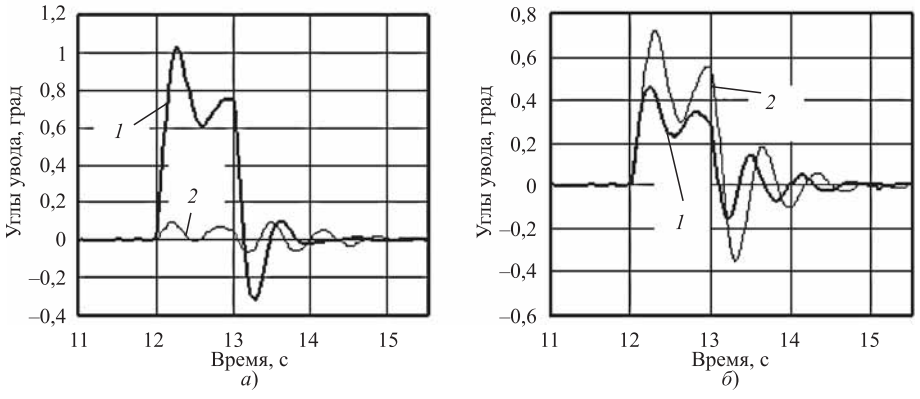


Рис. 3. Изменение углов увода при приложении боковой импульсной силы P'_y = 2100 Н:

а — b_{xc} = 1,1 м; *б* — b_{xc} = –1,1 м; *1* — средний угол увода колес задней оси; *2* — передней оси. Для обоих рисунков $\Delta\tau$ = 12, ..., 13 с; скорость движения — постоянная; динамическая расчетная схема симметрична

Однако в практических расчетах принять какую-либо величину, равной бесконечно большому значению, невозможно. С другой стороны, любой параметр системы должен иметь начальное значение. Поэтому в начальный момент времени принимается $R_0 = 0$, но при этом считается, что зависимые от радиуса R_0 параметры, а именно центробежная сила $P_{\text{ц}}$ и углы θ_i, также приравниваются нулю, т. е. $P_{\text{ц}0} = \theta_{i0} = 0$, что не противоречит физике процесса. В дальнейшем из всех рассмотренных начальных условий неизменными должны остаться только значения углов θ_i. Таким образом, из сравнения значений начальных величин при движении КМ с повернутыми и неповернутыми колесами, что соответствует случаям рассмотрения устойчивости на повороте и курсовой устойчивости, видно, что отличие состоит только в присвоении разных значений параметрам R_0 и θ_{i0}.

Развитием ДУ (6)* являются ДУ (15)—(20)*. При этом все сказанное остается в силе, но вместо параметров β и y нулевые начальные значения присваиваются независимым координатам $\alpha^{\text{к}}_{\text{кр}}$, $\alpha^{\text{к}}_{i\,\text{кр}}$, $\beta^{\text{к}}$, $\beta^{\text{к}}_i$, $y^{\text{к}}$, $y^{\text{м}}_i$.

Подводя итог, можно констатировать, что модель ("Грузовик" №№ 6, 7, 10 за 2015 г.) с учетом силовых связей в виде граничных условий (3), (4), (6) является динамической моделью устойчивости в криволинейно-круговом и курсовом движениях. Таким образом, заявленная цель данной публикации выполнена.

В отношении ГМ можно обратить внимание на следующее обстоятельство. Определенное влияние на курсовую устойчивость ГМ может оказать оборудование опорных катков упруго-демпфирующими оболочками (шинами). В отличие от грунтов, не обладающих выраженными упругими свойствами, шины в пределах упругой деформации меньшей, чем требуется для разворота гусениц, могут позволить корпусу повернуться относительно них на некоторый угол вокруг вертикальной оси Z, но при этом курсовой угол, определяемый векторами скоростей движения гусениц, останется неизменным. Здесь важно подчеркнуть, что восстановление положения корпуса произойдет не за счет дополнительных действий водителя, а за счет упругих свойств шин, если, разумеется, поперечные силы не превысят критических значений по заносу. Математическая модель этого процесса опирается на ДУ (15)—(20)*, описывающие работу подвески на криволинейной траектории. В то же время, адекватность существующих моделей всех видов боковой устойчивости, не содержащих аналогичных зависимостей, учитывающих внутренние динамические связи, далеко не очевидна и требует более пристального внимания создателей автотракторной техники.

Выводы

1. Научная ценность. Представленные соотношения, атрибутивно связанные с моделями ("Грузовик" №№ 6, 7, 10 за 2015 г.), разграничивающие устойчивое и неустойчивое состояния машины, по-существу, являются методикой исследования важнейшего технико-эксплуатационного свойства автомобиля — устойчивости на криволинейной траектории и курсового движения, отличающейся учетом всего спектра взаимодействий, происходящих в пространственной динамической многозвенной сложноструктурированной системе ДТУ-подвеска.

2. Практическое значение. Модель динамической устойчивости реализована численным методом, и это позволяет проводить всесторонние оптимизационные исследования с целью выявления сначала наиболее влияющих на устойчивость движения параметров, а затем и их оптимальных величин. В качестве примера показано, что на устойчивость криволинейно-кругового движения существенное влияние оказывают величины динамических параметров ДТУ, в частности, крутильная жесткость влияющего участка ведомой ветви. Таким образом, появляется возможность "настройки" системы с целью увеличения данного вида устойчивости, имея в виду, что нединамические параметры движения (скорость, радиус поворота, коэффициент сцепления) не дают такой возможности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Галевский Е. А., Гусев В. И.** Общая классификация трансмиссий АТС. — Известия вузов. Машиностроение. 1989, № 4. С. 73—76.

УДК 621.5
Н. Е. Кокодеева, д-р техн. наук, профессор, Саратовский государственный технический университет имени Ю. А. Гагарина,
Ж. Н. Кадыров, д-р техн. наук, профессор, академик Метрологической академии РФ, Казахская автомобильно-дорожная академия,
И. Б. Челпанов, д-р техн. наук, профессор, заслуженный деятель науки РФ, Санкт-Петербургский государственный политехнический университет,
А. В. Кочетков д-р техн. наук, профессор, Пермский национальный исследовательский политехнический университет
E-mail: soni.81@mail.ru

РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА СТАНДАРТОВ ТАМОЖЕННОГО СОЮЗА

Проанализированы существующие отечественные и государств — членов Таможенного Союза (Республики Беларусь, Республики Казахстан, Российской Федерации) нормативно-технические документы, относящихся к акустическим экранам. На основе анализа нормативно-технических документов по профилю стандарта, а также положений Федерального закона № 184-ФЗ "О техническом регулировании" и технического регламента Таможенного Союза "Безопасность автомобильных дорог" разработан комплекс стандартов Таможенного Союза: ГОСТ 32957-2014 "Дороги автомобильные общего пользования. Акустические экраны. Технические требования" и ГОСТ 32958-2014 "Дороги автомобильные общего пользования. Акустические экраны. Методы контроля".
Разработка и утверждение стандартов способствуют повышению уровня безопасности жизни и здоровья граждан и охране окружающей среды при использовании акустических экранов на автомобильных дорогах за счет снижения рисков возникновения негативного воздействия от транспортного шума.

Ключевые слова: *акустические экраны, акустические измерения, автомобильные дороги, технический регламент Таможенного Союза, технические требования, методы контроля, безопасность.*

Актуальность

Акустические экраны широко применяются для защиты от транспортного шума. Анализ состояния нормативно-методического обеспечения, разработка и внедрение в практику новых стандартов в области акустических экранов являются важной прикладной задачей. Требования к акустическим экранам до настоящего времени определяются ГОСТ Р 52766—2007 "Дороги автомобильные общего пользования. Элементы обустройства. Общие требования" [1, 2]. С точки зрения Федерального закона № 184-ФЗ "О техническом регулировании" и Технического регламента Таможенного Союза ТР ТС 014/2011 "Безопасность автомобильных дорог" эти правила не могут служить документом, обеспечивающим требования регламента, упомянутого выше [3, 4].

Разрабатываемые ГОСТы должны обеспечивать выполнение обязательных требований указанного технического регламента к транспортной инфраструктуре, в частности, к автомобильным дорогам общего пользования. В них должны содержаться технические требования к акустическим экранам, которые позволяют обеспечить организацию и безопасность дорожного движения.

В рамках создания доказательной базы при участии авторов разработаны и в 2014 г. утверждены комиссией Таможенного Союза ГОСТ 32957—2014 "Дороги автомобильные общего пользования. Акустические экраны. Технические требования" и ГОСТ 32958—2014 "Дороги автомобильные общего пользования. Акустические экраны. Методы контроля" [5, 6].

Цель работы

Создание единой доказательной базы для подтверждения и оценки соответствия акустических экранов целям и требованиям технического регламента Таможенного Союза "Безопасность автомобильных дорог", а также совершенствование нормативных технических требований к акустическим экранам и методам их контроля на межгосударственном уровне среди государств — членов Таможенного Союза.

Реализованные работы и мероприятия. Научные результаты

ГОСТы 32957—2014 и 32958—2014 разработаны впервые в соответствии с планом научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ Государственной компании "Российские автомобильные дороги" на 2012—2013 гг. и является доказательной базой выполнения требований технического регламента Таможенного Союза "Безопасность автомобильных дорог" (ТР ТС 014/2011), утвержденного Решением Комиссии Таможенного Союза от 18 октября 2011 г. № 827, применительно к объекту технического регулирования — акустическим экранам.

В **ГОСТ 32957—2014** "Дороги автомобильные общего пользования. Акустические экраны. Технические требования" содержатся технические требования к акустическим экранам. Объектом стандартизации являются акустические экраны, расположенные вдоль автомобильных дорог общего пользования. При разработке проекта стандарта учтены положения действующего в настоящее время только на территории Российской Федерации ГОСТ Р 52766—2007 "Дороги автомобильные общего пользования. Элементы обустройства. Общие требования", а также другие источники [7—16].

Действие стандарта распространено на территории государств, входящих в Таможенный Союз. Впервые в области автомобильных дорог на межгосударственном уровне будут стандартизованы требования к акустическим экранам.

Стандарт устанавливает:

— классификацию акустических экранов по способу реализации назначения, конструктивному исполнению и особенностям конструкции;

— технические требования к акустическим экранам.

В процессе подготовки стандарта проанализированы существующие отечественные и государств — членов Таможенного Союза (Республики Беларусь, Республики Казахстан, Российской Федерации) нормативно-технические документы, относящихся к акустическим экранам [17—21]. На основе проведенного анализа нормативно-технических документов по профилю стандарта, а также положений Федерального закона № 184-ФЗ "О техническом регулировании" и технического регламента Таможенного Союза "Безопасность автомобильных дорог" (ТР ТС 014/2011) разработаны технические требования к акустическим экранам. Разработка и утверждение стандарта способствует повышению уровня безопасности жизни или здоровья граждан и охране окружающей среды при использовании акустических экранов на автомобильных дорогах за счет снижения рисков возникновения негативного воздействия от транспортного шума.

Введение стандарта обеспечит выполнение требований технического регламента в части безопасности акустических экранов как элементов обустройства автомобильных дорог общего пользования.

В качестве материалов для обоснования отдельных положений ГОСТ использован ГОСТ 31296.1—2005 (ИСО 1996-1:2003) "Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 1. Основные величины и процедуры оценки".

В **ГОСТ 32958—2014** "Дороги автомобильные общего пользования. Акустические экраны. Методы контроля" содержатся методы контроля к акустическим экранам.

Требования к методам контроля акустических экранов до настоящего времени определяются ГОСТ Р 52767—2007 "Элементы обустройства. Методы определения параметров", а также государственным стандартом ГОСТ Р 51943—2002 "Экраны акустические для защиты от шума транспорта", который в свою очередь, соответствует международному стандарту ИСО 10847—97 "Акустика. Определение эффективности акустических экранов всех типов на месте установки на открытой местности". С точки зрения Федерального закона № 184-ФЗ "О техническом регулировании" эти правила не могут служить документом, обеспечивающим требования регламента, упомянутого выше.

Отсутствие методов контроля (определения эффективности) акустических экранов непосредственно на месте установки, во-первых, затрудняет получение сопоставимых результатов, что может стать источником разногласий между поставщиком и потребителем, во-вторых, не позволяет контролировать характеристики экрана при эксплуатации. Настоящий стандарт восполняет этот недостаток.

При разработке проекта стандарта учтены положения действующих в настоящее время ГОСТ Р 52767—2007 "Элементы обустройства. Методы определения параметров", а также ГОСТ Р 51943—2002 "Экраны акустические для защиты от шума транспорта", который, в свою очередь, соответствует международному стандарту ИСО 10847—97 "Акустика. Определение эффективности акустических экранов всех типов на месте установки на открытой местности", однако, имеет от него структурные отличия, а также дополнения, отражающие отечественный опыт испытаний акустических экранов. В частности, при постоянном источнике шума допускаются измерения в октавных полосах частот, уточнены требования к метеорологическим условиям при испытаниях и положению опорной точки, разрешено располагать контрольную точку перед ограждающими конструкциями защищаемого объекта, рассмотрен случай измерений при постоянном шуме источника, конкретизированы требования к транспортному потоку и периоду измерения эквивалентного уровня звука. Эти дополнения не вносят принципиальных отличий в условия измерений и подготовку к измерениям по сравнению с международным аналогом. В стандарте использованы единые с ИСО 10847 методы измерения и расчета эффективности экрана, что позволяет считать настоящий стандарт гармонизированным с международным.

Стандарт распространяется на акустические экраны, устанавливаемые вдоль автомобильных дорог общего пользования, для защиты от шума транспортного потока придорожной полосы и/или прилегающей к ней селитебной территории, и/или отдельных объектов защиты и устанавливает к ним методы и методики контрольных испытаний.

Стандарт устанавливает методы контроля выполнения технических требований по ГОСТ "Дороги автомобильные общего пользования. Акустические экраны. Технические требования", предъявляемых к акустическим экранам, устанавливаемым вдоль автомобильных дорог общего пользования.

Действие стандарта распространено на территории государств, входящих в Таможенный Союз. Впервые в области автомобильных дорог на межгосударственном уровне стандартизованы методы контроля акустических экранов.

Стандарт устанавливает: контроль звукоизоляции панели акустического экрана; контроль звукопоглощения панели акустического экрана; контроль характеристик шума на защищаемой территории после установки акустического экрана; контроль приведенной акустической эффективности экрана; контроль акустического экрана на механическую прочность; контроль акустического экрана на ударопрочность; контроль качества при сборке и установке акустического экрана; контроль акустического экрана на пожарную безопасность; контроль на наличие информационных знаков;

ГОСТ обеспечивает выполнение обязательных требований указанного технического регламента к транспортной инфраструктуре, в частности, к акустическим экранам, расположенным вдоль автомобильных дорог общего пользования. В нем содержатся технические требования к акустическим экранам, которые позволяют обеспечить организацию и безопасность дорожного движения.

Настоящим стандартом определены методы контроля выполнения технических требований к акустическим экранам, установленным в ГОСТ "Дороги автомобильные общего пользования. Акустические экраны. Технические требования" (проект). Согласно положениям, сформулированным в последнем стандарте, при испытаниях акустических экранов должны быть подтверждены:

а) достигаемые при их устройстве показатели шума, измеряемые шумомером в контрольной (измерительной) точке (точках с заданными координатами), установленные в технических требованиях и в проекте и соответствующие национальным санитарным требованиям и нормам;

б) механическая прочность при ветровых и иных нагрузках;

в) качество комплектующих материалов, сборочных работ при монтаже и установке акустического экрана;

г) пожарная безопасность по установленным категориям;

д) удовлетворение требованиям ландшафтного дизайна.

Средства измерения, используемые при оценке соответствия, должны быть утвержденного типа, иметь действующие свидетельства о поверке; испытательное оборудование должно быть аттестовано.

По результатам проведения контроля качества строительных работ при сооружении акустических экранов составляются соответствующие акты освидетельствования для отдельных видов работ и (или) конструкций.

При проведении строительного контроля при сооружении акустических экранов проводятся необходимые исследовательские испытания и осуществляются измерения с применением соответствующих методов, методик и средств измерений.

Методы, методики и средства измерений, используемые для контроля качества выполнения строительных работ при сооружении акустических экранов, должны соответствовать требованиям, установленным законодательствами государств Таможенного союза в части обеспечения единства измерений. Результаты контроля качества строительных работ должны документироваться и сохраняться после приемки акустических экранов в эксплуатацию в течение срока, установленного законодательствами государств Таможенного союза.

Цель измерений — установить силами аккредитованной в установленном порядке испытательной лаборатории соответствие фактических уровней звукового давления, измеренных после установки акустического экрана в зоне защиты, техническим требованиям, установленным в утвержденной проектной документации и/или стандартам организаций.

Измеряемые шумомером уровни звукового давления сравниваются с нормированными значениями, установленными в национальных стандартах и сводах правил в области защиты от шума, например [7, 18—21].

Замеры уровней звука производят в дневное время суток с 7-00 ч до 23-00 ч; в ночное время суток с 23-00 ч до 7-00 ч. Регистрируются средние, минимальные и максимальные значения. Измерение шума в контрольных (измерительных) точках объекта защиты или в среде осуществляется с помощью шумомеров при интенсивном движении транспортных средств. При этом должны учитываться соответствующие положения стандартов ГОСТ 17187, ГОСТ 26602.3, ГОСТ 27296, ГОСТ 31296.1, ГОСТ 31296.2, СТ СЭВ 1807, СТ СЭВ 2600, СТ СЭВ 5711. Возможно использование национальных стандартов.

Для измерения подробных акустических характеристик шумов (таких как октавные и пол-октавные уровни звукового давления) применяют шумомеры и интегрирующие шумомеры, соответствующие классам точности 0; 1 или 2 по ГОСТ 17187, снабженные октавными фильтрами, соответствующими СТ СЭВ 1807. Для разработки методик измерений и оценки уровней шума на местности также могут использоваться ГОСТ 31296.1, ГОСТ 31296.2, СТ СЭВ 2600.

Допускается проведение измерений двух- или многоканальной системой, позволяющей вести обработку сигнала в реальном времени, либо путем записи исследуемого шума на цифровой накопитель с последующим лабораторным частотным анализом полученной записи с помощью измерительной системы октавными фильтрами по СТ СЭВ 1807.

Перед началом измерений и после их окончания проверяют акустическую или электрическую калибровку шумомера и/или измерительной системы в соответствии с инструкциями по эксплуатации средств измерений. Предпочтительной является акустическая калибровка всего измерительного тракта. Погрешность применяемого для акустической калибровки калибратора не должна быть более ±0,3 дБ.

На микрофоны шумомеров устанавливают ветрозащитные устройства, выбираемые в соответствии с руководствами по эксплуатации данных средств измерений.

Для измерения скорости ветра применяют анемометры или другие приборы, измеряющие скорость ветра с погрешностью не более ±10 %. Для измерения температуры воздуха применяют приборы, имеющие погрешность не более ±1°. Для измерения атмосферного давления используют приборы, имеющие погрешность не более ±5 мм рт. ст. Для измерения относительной влажности воздуха используют приборы, имеющие погрешность не более ±2 %. Для измерения расстояний и координат места установки микрофонов применяют рулетки, соответствующие требованиям ГОСТ 7502.

Оценка эффективности акустических экранов, как средств снижения уровней шума, может быть произведена факультативно. При указании метода и методик испытаний в рабочем проекте возможно применение других стандартов, например, EN 1793-1; EN 1793-2; EN 1793-3.

При несоответствии экрана требуемым показателям по шуму рассматривается возможность проведения доводочных работ на акустическом экране, а также альтернативные возможности совершенствования дорожного покрытия и других конструктивных элементов автомобильной дороги и придорожной полосы (высадка деревьев и кустарников), а также применения в защищаемой зоне окон с повышенной шумоизоляцией.

Разработка настоящего стандарта способствует повышению уровня безопасности жизни или здоровья граждан и охране окружающей среды при использовании акустических экранов на автомобильных дорогах за счет снижения рисков возникновения негативного воздействия от транспортного шума. Введение стандарта обеспечивает выполнение требований технического регламента в части безопасности акустических экранов как элементов обустройства автомобильных дорог общего пользования.

Стандарт взаимосвязан с нормативно-правовыми документами и национальными стандартами Российской Федерации.

Заключение

1. В процессе подготовки комплекса проектов межгосударственных стандартов: ГОСТ "Дороги автомобильные общего пользования. Акустические экраны. Технические требования" и ГОСТ "Дороги автомобильные общего пользования. Акустические экраны. Методы контроля" проанализированы существующие отечественные и государств — членов Таможенного союза (Республики Беларусь, Республики Казахстан, Российсклй Федераци) нормативно-технические документы касательно акустических экранов.

2. На основе произведенного анализа нормативно-технических документов по профилю данного стандарта, а также положений Федерального закона № 184-ФЗ "О техническом регулировании" и технического регламента Таможенного союза "Безопасность автомобильных дорог" (ТР ТС 014/2011) разработаны технические требования и методы контроля к акустическим экранам.

3. Выполнение стандартов должно обеспечить выполнение требований технического регламента Таможенного Союза "Безопасность автомобильных дорог".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **ГОСТ Р 52766—2007** Дороги автомобильные общего пользования. Элементы обустройства. Общие требования.
2. **ГОСТ Р 52767—2007** Дороги автомобильные общего пользования. Элементы обустройства. Методы определения параметров.
3. **Федеральный закон № 184-ФЗ** "О техническом регулировании".
4. **Технический регламент Таможенного Союза** ТР ТС 014/2011 "Безопасность автомобильных дорог".
5. **ГОСТ 32957—2014** Дороги автомобильные общего пользования. Акустические экраны. Технические требования.
6. **ГОСТ 32958—2014** Дороги автомобильные общего пользования. Акустические экраны. Методы контроля.
7. **ГОСТ Р 51943—2002** Экраны акустические для защиты от шума транспорта. Методы экспериментальной оценки эффективности.
8. **Закон Российской Федерации № 184-ФЗ** "О техническом регулировании" 2002 г. и его изменения 2007 г. (№ 65-ФЗ).
9. **Технический регламент РФ** "О безопасности зданий и сооружений". ФЗ № 384. 2009.
10. **Кокодеева Н. Е.** Теория риска в техническом регулировании дорожного хозяйства: монография / Н. Е. Кокодеева, В. В. Столяров. — Саратов: Научная книга, 2011. — 356 с.
11. **ГОСТ 17168—82** Фильтры электронные октавные и третьоктавные. Общие технические требования и методы испытаний.
12. **ГОСТ 17187—2010** (IEC 61672-1:2002) Шумомеры. Часть 1. Технические требования.
13. **ГОСТ 20444—85** Шум. Транспортные потоки. Методы измерения шумовой характеристики.
14. **ГОСТ Р 53187—2008** Акустика. Шумовой мониторинг городских территорий.
15. **ГОСТ Р 51943—2002** Экраны акустические для защиты от шума транспорта".
16. **ГОСТ 27296—87** Защита от шума в строительстве. Звукоизоляция ограждающих конструкций. Методы измерения".
17. **Методические рекомендации** по оценке необходимого снижения звука у населенных пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учетом звукопоглощения (ОДМ утвержден распоряжением Минтранса России № ОС-362-р от 21.04. 2003 г.).
18. **ГОСТ Р 54931—2012** Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования.
19. **ГОСТ Р 54932—2012** Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля.
20. **СНиП 23-03—2003** Защита от шума.
21. **ОДМ 218.2.013—2011** Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам.

Спецпредложение от "КАМАЗ-ЛИЗИНГа"

На Международной выставке "КОМТРАНС-2015" ГК "КАМАЗ-ЛИЗИНГ" презентовала спецпредложение, в рамках которого клиенты могут приобретать селельный тягач КАМАЗ-5490-014 по сниженной цене с привлекательными условиями лизинга.

Мошину можно оформить в лизинг на срок до пяти лет, аванс — 10 %, КАСКО — 1,09 %. Спецпредложение может быть совмещено со скидками по другим действующим акциям. Например, можно воспользоваться программами "Льготный лизинг от "КАМАЗа" (предполагает скидку по уплате аванса в размере 10 % стоимости приобретаемой техники), "Лизинг + Трейд-ин" (скидка 4000 тыс. руб. при обмене старой техники на новую), "Утилизация + Лизинг" (дает возможность приобрести новый КАМАЗ со скидкой 450 тыс. руб. при сдаче старой техники в утилизацию).

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

УДК 338.12.017
Дэн Чэнгун, аспирант, МАДИ
E-mail; 605661710@mail.ru

ЭКОНОМИКА КНР СОВЕРШИЛА "МЯГКУЮ ПОСАДКУ"?

Рост ВВП Китая замедлился в январе—марте текущего года до 7 % по сравнению с аналогичным периодом 2014 г. Совершила ли экономика КНР "мягкую посадку"? В статье дан анализ факторов влияния на развитие экономики КНР. Представлена разработка соответствующей стратегии для развития экономики страны.

Ключевые слова: *экономика КНР, ВВП, рост экономики, Китай.*

С конца 1970-х годов Китай переориентировался от закрытой, центрально-плановой системы до экономики более ориентированной на рынок, которая является одной из крупнейших в мире — в 2010 г. Китай стал самым большим в мире экспортером. Реформы начались с коллективизированного сельского хозяйства и расширились путем постепенной либерализации цен, финансовой децентрализации, увеличения автономии для государственных предприятий, создания разнообразной банковской системы, развития фондовых рынков, быстрого роста частного сектора и повышения открытости к внешней торговле и инвестициям. Китай осуществил реформы постепенно.

Реструктуризация экономики и повышение эффективности способствовало более чем десятикратному увеличению ВВП Китая за период 1970—2013 гг. ВВП Китая вырос на 9090,2 млрд долл. или в 100,9 раза до 9181,2 млрд долл.; изменение произошло на 64,2 млрд долл. благодаря увеличению населения Китая на 573,1 млн чел., а также на 9026 млрд долл. благодаря увеличению показателя ВВП на душу населения в Китае на 6514 долл. Среднегодовой прирост ВВП Китая составил 211,4 млрд долл. или 232,3 %. Доля в мире увеличилась на 9,4 %. Доля в Азии выросла на 18,5 %. Доля в Восточной Азии выросла на 28,4 %. Наименьший ВВП Китая был в 1970 г. (91 млрд долл.). ВВП Китая был в 2013 г. 9181,2 млрд долл.

На протяжении 1970—2013 гг. ВВП на душу населения в Китае вырос на 6514 долл. или в 59,2 раза до 6626 долл. Среднегодовой прирост ВВП на душу населения в Китае составил 151,5 долл. или 135,3 % [1] (рис. 1, 2).

В 2010 г. темпы роста ВВП были на уровне 10,4 %, в 2011 г. — 9,2 %, а в 2012 г. — 7,8 %. По итогам 2013 г.

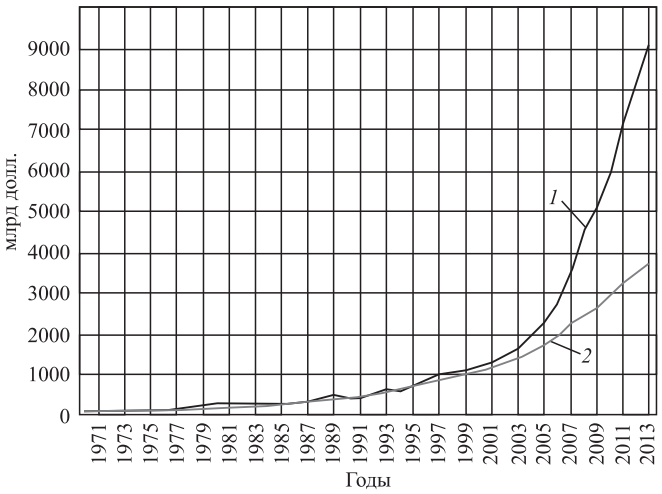


Рис. 1. ВВП Китая, млрд долл., 1970—2013 гг.:
1 — текущие цены; *2* — постоянные цены

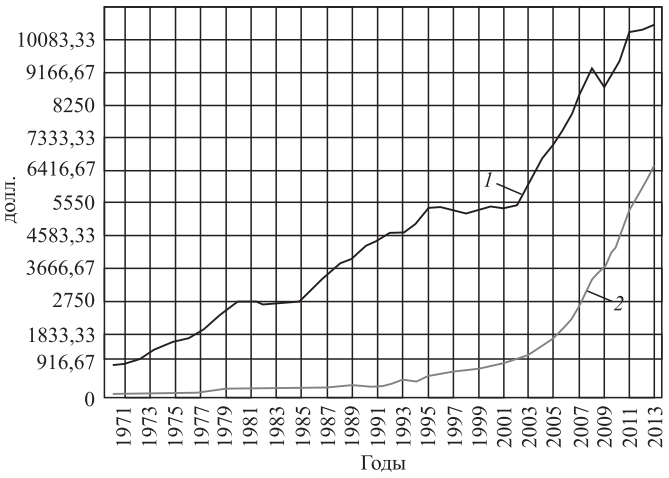


Рис. 2. ВВП на душу населения в Китае, 1970—2013 гг., долл., текущие цены:
1 — в мире; *2* — в Китае

темпы роста экономики Китая замедлились до 7,7 %, а в 2014 г. — до 7,4 %.

Рост ВВП Китая продолжает замедляться. Целевой показатель, установленный правительством на 2014 г., составляет 7,4 %. Хотя официальные экономические итоги прошедшего года пока не подведены, многие эксперты считают, что этой планки КНР достигнуть не удалось.

Существуют и риски внутреннего характера. Это большее, чем ожидалось, падение рынка недвижимости. В последние годы в связи с глобальным финансовым кризисом банки предоставили рекордные суммы кредитов ради того, чтобы стимулировать рост. Это породило бум на рынке недвижимости. У пессимистов, впрочем, есть и свои аргументы. В частности, они указывают на недостаточную достоверность официальных данных по ВВП в Китае и ссылаются на статистику по потреблению электричества, которое за год совершенно не изменилось. Также они указывают на замедление промышленного производства, на которое приходится 40 % китайского ВВП, — с 11,6 % в первом квартале до 9,5 % во втором. Это соответствует темпам роста ВВП на 7—7,3 % подсчитал экономист Barclays Цзянь Чиан [2].

Сокращение притока инвестиций в КНР, снижение цен на рынке недвижимости, а также замедление темпов роста розничных продаж способствуют общему замедлению темпов роста ВВП Китая.

Вместе с тем большинство экспертов сходятся во мнении, что во втором полугодии рост экономики КНР должен ускориться благодаря уже принятым правительством мерам. В частности, Центробанк дважды менее чем за месяц понизил процентные и депозитные ставки для банков, а также увеличил размер дисконта для большинства заемщиков с 20 до 30 %. Кроме того, с ноября прошлого года Народный банк Китая трижды сократил норму резервирования для банков. Власти КНР также ранее ускорили одобрение крупных промышленных и инфраструктурных проектов.

Эти меры уже начали приносить плоды. Объем кредитования в июне ощутимо вырос по сравнению с маем с 793 до 919 млрд юаней (144 млрд долл.), значительно превысив ожидания. Объем инвестиций в основные фонды, выступавшие главным драйвером экономического роста в последние годы, за то же время вырос с 20,1 до 20,4 %. И даже стоимость недвижимости показала в июне первое увеличение после девятимесячного падения (сообщило агентство недвижимости Soufun). Тем не менее власти КНР по-прежнему не намерены ослаблять контроль над рынком недвижимости или вводить масштабное денежное стимулирование экономики вроде пакета мер на 4 трлн юаней, принятого в 2008 г.

Правительство Китая откладывает более широкий пакет мер стимулирования: премьер Ли Кэцян предпочитает улучшение политики, а глава Народного банка Китая Жоу Сиочуань считает, что необходимо придерживаться рациональной финансовой политики. Обычно китайский премьер объявляет целевой рост экономики на Национальном народном конгрессе в марте, после встречи политиков в конце года на Центральной экономической рабочей конференции, с тем, чтобы обсудить политические вопросы.

Таким образом, искаженная политика Китая помогла укрепить неблагополучную модель роста. Подавление заработной платы, финансовые репрессии и заниженный обменный курс субсидируют экспорт и производство в ущерб домохозяйствам, которые, таким образом, вынуждены экономить и ослаблять внутренний спрос. Для достижения целей роста правительство должно зависеть от экспорта и инвестиций — подход, который приводит к накоплению огромных резервов, которые впоследствии должны быть стерилизованы. Низкие процентные ставки помогают сдерживать стоимость стерилизации на национальном уровне и снижают издержки на уровне фирм, и все это за счет домохозяйств.

Фонд призвал власти Китая стимулировать внутреннее потребление и увеличить накопления населения в банковском секторе, что повторяет приоритеты экономической политики, ранее объявленные премьером Госсовета КНР Вэнем Цзябао, который пытается сдержать падение темпов роста ВВП по итогам шестого квартала подряд. Правительство Китая с начала текущего года уже снизило базовые процентные ставки и увеличило объем инвестиций.

"Власти КНР отпускают педаль тормоза, однако они еще как следует не нажали на газ", — отметил Маркус Родлауэр, глава группы аналитиков МВФ, занимающихся Китаем. Несмотря на то, что экономика страны, "...судя по всему, собирается совершить "мягкую посадку", достижение этой цели попрежнему представляет собой ключевую проблему

для правительства", — отмечает МВФ. "Китай может принять решительные меры, если потребуется, в ответ на ухудшение ситуации в экономике, в частности — меры бюджетного стимулирования", — полагают эксперты фонда.

Эксперты отмечают, что сейчас ситуация не столь тяжела, как три года назад, но все же вполне сопоставима с азиатским кризисом 1997 г. "Несмотря на то, что рост ВВП приближается к минимумам, достигнутым в финансовый кризис, экономический шок сейчас намного меньше. Иначе говоря, рост может быть чрезвычайно малым в абсолютном выражении, однако по отношению к тренду роста Китая замедление сейчас намного менее драматично, чем в начале 2009 г.", — полагает экономист Capital Economics Марк Уильямс [3]. Кроме того, поквартальный рост ВВП ускорился с 1,6 % по итогам первого квартала до 1,8 %.

Старший экономист Commerzbank Эшли Дэвис полагает, что до конца года Пекин еще раз понизит на 25 б.п. ставки по кредитам и депозитам, а также сократит еще на 100 б.п. норму резервирования для банков. Однако властям страны, возможно, все же придется пойти на более агрессивные меры, полагают аналитики IHS Global Insight. "Если в третьем квартале не будет улучшений, китайские компании начнут увольнять рабочих, а масштабная программа стимулирования экономики 2008 г. была принята как раз после того, как за несколько месяцев в стране было сокращено 20 млн рабочих мест", — напоминает Reuters. Ввести дополнительные меры поддержки экономики власти Китая может подтолкнуть и политическая необходимость. На осень запланирована передача власти новому поколению лидеров, которую желательно провести на фоне отсутствия социальных волнений в стране [4].

Готовность руководства Китая проводить рыночные реформы одобрены на Третьем пленуме ЦК КПК в 2013 г. Агрессивную антикоррупционную кампанию президента Си Цзиньпина можно расценить как подготовку к подавлению политического сопротивления дальнейшей экономической либерализации. С другой стороны, существует мнение, что до сих пор китайская коррупция являлась скорее налогом, чем барьером, поэтому радикальное изменение правил игры может само по себе спровоцировать резкое падение производства.

Вывод

Смогут ли власти Китая осуществить "мягкую посадку" экономики, занимаясь одновременно искоренением коррупции, борьбой за экологию и либерализацией рынков, нацеленной на долгосрочный рост? Ставки высоки. Преимущество Китая по сравнению с Россией в том, что у него благоприятный инвестиционный климат, есть очень большое число дисциплинированных рабочих. Китайцы отлично умеют дополнить современные производства, привнесенные иностранными компаниями. Если Китай перестанет расти, падение мировой экономики будет намного серьезней, чем во время недавнего кризиса, вызванного обычной американской рецессией.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **http:// www.be5.biz/makroekonomika/gdp/gdp_china.html.**
2. **http://oko-planet.su/finances/financesnews/257017-udastsya-li-kitayu-sovershit-myagkuyu-posadku.html.**
3. **The auto export declined in January** [Электронный ресурс]. — China Association of Automobile Manufacturers, 18.01.2015. — Режим доступа: http://news.ivest.kz/16771199-v-skosyrev-ekonomika-knr-sovershila-myagkuyu-posadku-rossiya-ne-smozhet-ispol-zovat-kitayskuyu-model-rosta.
4. **http://rbcdaily.ru/world/562949984328920.**

Десять лет "КАМАЗ"-Инжинирингу"

АО "КАМАЗ-Инжиниринг", совместное российско-казахстанское предприятие по сборке КАМАЗов, отметило деятилетний юбилей.

В 2005 г. ПАО "КАМАЗ" (входит в Госкорпорацию Ростех) совместно с казахстанским АО "НК "Казахстан Инжиниринг" открыло сборочное предприятие в Кокшетау. Сегодня завод является лидером по производству грузовых автомобилей в Республике Казахстан. С момента пуска завода было произведено более десяти тысяч автомобилей и спецтехники на шасси КАМАЗ, нашедших применение во многих отраслях экономики республики, в том числе, в силовых структурах, МЧС, в дорожном строительстве и сельском хозяйстве.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

ГОРОДСКОЙ ПАССАЖИРСКИЙ НАЗЕМНЫЙ ТРАНСПОРТ

УДК 65.01
А. А. Ременцов, аспирант, МАДИ (ГТУ)
E-mail: Arementsov@yandex.ru

ЭФФЕКТИВНОСТЬ УПРАВЛЕНИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ МЕХАНИЗМА ГОСУДАРСТВЕННО-ЧАСТНОГО ПАРТНЕРСТВА В РАМКАХ РЕАЛИЗАЦИИ ИНФРАСТРУКТУРНЫХ ПРОЕКТОВ В СИСТЕМЕ ГОРОДСКОГО ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА

Рассмотрена тенденция развития и использования механизма государственно-частного партнерства (ГЧП) в сегменте инфраструктурных проектов в системе городского общественного транспорта (ГОТ). Представлены основные характеристики ГЧП, позволяющие провести интеграцию с частным сектором в системе транспортной инфраструктуры, его ресурсами, управленческими навыками и технологиями, а также государственный сектор с его регулирующей деятельностью и защитой общественных интересов. Этот механизм позволяет достичь сбалансированного подхода в предоставлении общественных транспортных услуг, которые касаются основных потребностей каждого человека.

Ключевые слова: *механизм ГЧП, транспортная инфраструктура, частный бизнес, риски проекта, стратегические задачи, государственно-частное партнерство.*

Являясь сложным механизмом, ГЧП в сфере проектов городского общественного транспорта (ГОТ) требует развития различных навыков и создания специализированных структур, новых институтов поддержки. Для качественного функционирования ГЧП необходимо: развитие институтов; соблюдение прозрачных и эффективных процедур реализации проектов; ответственность органов власти перед обществом; компетентные государственный и частный сектора, то есть "эффективное управление". Подготовка и реализация проектов по развитию транспортной инфраструктуры межгосударственного, национального, регионального и муниципального значения с использованием механизмов и разнообразных форм ГЧП являются приоритетной задачей для нашей страны. Все чаще государственно-частное партнерство начинают рассматривать как один из эффективных механизмов восполнения дефицита средств для развития инфраструктуры в сегменте ГОТ.

Общемировые тенденции развития транспортной инфраструктуры таковы.

Перекладывание расходов на потребителей. Это выражается в строительстве большего числа платных инфраструктурных объектов. Потребителям приходится оплачивать реальные затраты на используемую ими инфраструктуру, что неизбежно приведет к более реалистичному ценообразованию.

Более активное участие государственных и муниципальных органов. В текущей ситуации на рынке частные инвесторы не охотно идут в сферу общественной инфраструктуры, в связи с чем правительство вынуждено брать на себя роль лидера: брать на себя большие риски и обязательства по проектам чем раньше, вести более агрессивную политику по привлечению инвесторов.

Усиление роли планирования развития инфраструктуры. В ведущих странах наблюдается тенденция к усилению роли и совершенствованию государственного планирования развития инфраструктуры для

стимулирования рынка инфраструктурных проектов, в том числе с привлечением внебюджетных средств.

Активное использование различных моделей реализации проектов. Как развитые, так и развивающиеся страны все активнее используют модели реализации инфраструктурных проектов, в которых учитываются долгосрочные цели и стоимость всего жизненного цикла объекта, а также предусматривается возможность привлечения инвестора.

А вот текущее состояние и тенденции развития инфраструктуры в России.

Колоссальное недофинансирование. По экспертным оценкам, в социальной сфере потребность в финансировании объектов общественной инфраструктуры составляет 18,2 трлн рублей, в сфере энергетики и водоснабжения этот показатель достигает 6,1 трлн рублей.

Несбалансированное развитие. В 2013 г. основной объем инвестиций приходился на основные фонды предприятий добывающей промышленности (свыше 30 %), а объем инвестиций в модернизацию объектов соц.инфраструктуры — не более 3 %.

Низкая доля внебюджетных средств. Внебюджетные средства составляют от 2 % в социальной сфере до 10 % в сфере транспорта, в общем объеме затрат на создание и эксплуатацию объектов инфраструктуры.

Ускоренное развитие рынка инфраструктурных компаний. Реализация "мегапроектов" (Универсиада, Зимняя Олимпиада, Чемпионат Мира и др.) приводит к значительному росту рынка частных застройщиков и развитию их компетенций, однако отказ от вовлечения частных компаний в процесс управления объектами общественной инфраструктуры не позволяет аналогичным образом развивать рынок частных операторов и привлекать частные компетенции для эффективной эксплуатации объектов.

Переход от капиталоемких, но простых проектов — к менее дорогим, но более "умным". "Крымский фактор" и ситуация в экономике заставляют государство пересматривать свои планы в отношении мегапроектов в сторону более технологичных и недорогих проектов.

Государственно-частное партнерство (ГЧП) в основном основывается с целью обеспечить финансирование, планирование, исполнение и эксплуатацию объектов, производств и предоставления услуг ГОТ. Его ключевыми особенностями являются:

— долгосрочность обеспечения и предоставления транспортных услуг;

— передача рисков частному сектору;

— многообразие форм долгосрочных контрактов, заключаемых юридическими лицами с государственными и муниципальными структурами.

ГЧП обращается к инновационным методам, применяемым государственным сектором в сфере транспортной инфраструктуры для заключения контракта с частным сектором, использующим свой капитал и управленческий потенциал при реализации инфраструктурных проектов в соответствии с установленными временными рамками и бюджетом, в то время как государственный сектор сохраняет ответственность за обеспечение населения транспортными услугами выгодным для него способом и оказывает позитивное воздействие на экономическое развитие транспортного сегмента в целом. Слияние мотивации и навыков государственного и частного секторов, а также заключение контрактов на конкурсной основе расширяют возможности для использования новаторских подходов к осуществлению государственных инфраструктурных проектов на основе ГЧП.

Задачи эффективного управления в сфере транспортных проектов ГЧП определяются через:

— соблюдение справедливых и прозрачных процедур отбора партнеров, обеспечивающих государственному сектору основания для развития различных форм сотрудничества и взаимодействия;

— обеспечение гарантий получения добавленной стоимости (оправданности затрат);

— улучшение качества основных наиболее важных общественных услуг;

— справедливые для всех средства поощрения, а также гарантии возмещения затрат и защиты для тех, кто принимает на себя определенные риски и обязательства, сопряженные с достижением коммерческого успеха;

— разумное разрешение споров, обеспечивающее продолжение предоставления услуг и предотвращающее неудачи при реализации проектов и связанные с ними неэффективные общественные траты;

— усиление способности противостоять новым вызовам и угрозам в целях общего повышения надежности предоставления услуг структурами ГЧП.

Примеры проектов ГЧП в рамках ГОТ

Название проекта	Место реализации	Стоимость проекта (млн USD)	Срок реализации	Схема ГЧП
Nottingham Express Transit	Великобритания	400	Строительство с 2012 г.	Design-Build-Finance-Operate
GoldLinQ	Австралия	500	Окончание в 2014 г.	Design-Build-Finance-Operate
Ottawa Light Rail	Канада	1900	Завершение в 2018 г.	Design-Build-Finance-Maintain

Примером наиболее перспективного сегмента по реализации ГЧП проектов в рамках ГОТ являются логистические транспортные узлы и легкорельсовый транспорт (скоростной трамвай — ЛРТ).

За рубежом первые проекты в сфере ЛРТ были реализованы государством по принципу госзаказа. Однако текущие зарубежные проекты в этой сфере реализуются в формате ГЧП (таблица).

В России первые проекты в сфере ЛРТ (Сочи, Казань) были также "бюджетной стройкой" в рамках государственного заказа. Вместе с тем, тенденция реализации проектов в сфере ЛРТ в формате ГЧП актуальна и для отечественного рынка ЛРТ-проектов.

С целью эффективного использования механизма государственно-частного партнерства, необходимо решить следующие задачи: создание полной и адекватной современным условиям законодательной базы; развитие институциональной среды, разработка стратегии использования концессий в национальной экономике. Важным фактором, определяющим развитие концессионной деятельности, является общественное понимание ее механизма и достоинств. Анализ современного состояния ГЧП в России показывает, что хотя государство принимает активное участие в решении этих задач, на сегодня его явно недостаточно.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Европейская экономическая комиссия Организации Объединенных Наций.** Практическое руководство по вопросам эффективного управления в сфере государственно-частного партнерства. Нью-Йорк и Женева: Организация объединенных наций, 2008, с. 18.
2. **Погудаева М. Ю.** Механизм ГЧП в отраслях производственной инфраструктуры. М.: 2012.
3. **Центр развития ГЧП.** Основные положения Концепции (стратегии) развития государственно-частного партнерства в РФ до 2020 года. М., 2014.
4. **OECD,** Conference on Improving Governance and Fighting Corruption: New Frontiers in Public-Private Partnerships, 14—15 March 2007, Brussels, Belgium.
5. **OECD,** OECD Guidelines for Managing Conflict of Interest in the Public Service, 2005.
6. **Deloitte and Touche,** Closing the Infrastructure Gap, Global Addition, 2006.
7. **Hybrid PPPs:** Levering EU funds and private capital, Price waterhouse Coopers LLP and the World Bank, January 2008.
8. **Vegas Lex.** Легкорельсовый транспорт (ЛРТ): новая сфера применения ГЧП. М.: Март 2012.

Делегация "ИТЕКО" на "КАМАЗе"

Состоялся визит на "КАМАЗ" делегации ООО "ИТЕКО Транспорт" из Нижнего Новгорода во главе с учредителем компании Евгением Бабаевым.

Логистическая компания "ИТЕКО" входит в пятерку крупнейших транспортных предприятий страны. Визит на ПАО "КАМАЗ" (входит в Госкорпорацию Ростех) состоялся в рамках технической конференции, на которой генеральный директор компании Сергей Когогин обсудил с членами делегации опыт первой эксплуатации тягачей КАМАЗ-5490 и детали пробной закупки последних модификаций камазовской техники нового модельного ряда. Также одним из важных пунктов встречи стало обсуждение возможного сотрудничества по осуществлению перевозок для нужд "КАМАЗа". "КАМАЗ" уже имеет опыт сотрудничества с транспортной компанией "ИТЕКО": в ноябре 2014 г. состоялось подписание договора о передаче 40 единиц техники КАМАЗ-5490. Сумма сделки составила 145 млн руб.

В рамках визита гости совершили традиционную экскурсию по производству: посетили главный сборочный конвейер автомобильного завода, а также прессово-рамный завод. Члены делегации ознакомились с выставкой камазовской техники и побывали на совместном предприятии "КАМАЗа" по выпуску коробок передач "ЦФ КАМА". Экскурсия завершилась посещением центра автоспорта "КАМАЗ-мастер".

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

УДК 656.11:656.132
В. И. Сарбаев, д-р техн. наук, профессор, e-mail: sarbaev@mail.msiu.ru,
М. Н. Хамидулин, аспирант, e-mail: m.khamidulin@gmail.com,
Г. В. Сидельников, канд. техн. наук, доцент, e-mail: sidelnikovgv@mail.ru,
Е. М. Стрижевская, канд. пед. наук, доцент, e-mail: stri-elena@yandex.ru
ФГБОУ ВПО "Московский государственный индустриальный университет"

ТРЕБОВАНИЯ К РАСПОЛОЖЕНИЮ АВТОБУСНЫХ ОСТАНОВОК В ГЕРМАНИИ

Рассмотрена концепция организации автобусных остановок относительно проезжей части. Представлена классификация расположения автобусных остановок. Выполнен анализ преимуществ и недостатков различных схем расположения остановок общественного транспорта.

Ключевые слова: *общественный транспорт, автобусные остановки, доступность транспорта для инвалидов.*

В настоящее время в РФ требования к расположению автобусных остановок регламентируется тремя документами [1—3]. Изучая опыт европейских стран, следует отметить существенные отличия их требований, предъявляемых к организации остановок общественного транспорта, от Российских подходов и требований.

В этом отношении интересен опыт Германии, где работа общественного транспорта поставлена на высоком уровне [5, 6].

В Германии расположение остановок рекомендуется выбирать таким образом, чтобы обеспечить пассажирам максимальный уровень безопасности и комфорта, кратчайшее расстояние и минимальное время для необходимых пересадок пассажиров. Для водителей автобусов должны быть созданы оптимальные условия для обеспечения безопасных остановки и начала движения, посадки—высадки пассажиров.

В рамках концепции организации автобусных остановок, они подразделяются на три типа:

1. **"Bushaltestellen am Fahrbahnrand"** — остановочная площадка на краю проезжей части без стояночных мест;

2. **"Haltestellenkap"** — остановочная площадка на краю проезжей части с парковочными местами;

3. **"Busbuchten"** — остановочная площадка в дополнительном кармане.

Особенности организации остановок на краю проезжей части без стояночных мест следующие.

Эти остановки обычно устраивают в местах, где запрещена остановка для остального транспорта, их преимущество в том, что они могут строиться с незначительными изменениями в организации дорожного движения и устройстве дороги.

Недостаток таких остановок в том, что при несоблюдении правил парковки автомобили могут мешать автобусу, что не наблюдается при использовании остановок второго типа. Если стоянка автомобилей разрешена в зоне действия остановки, то необходимо обозначить место остановочной площадки, чтобы водитель мог подъехать максимально близко к бордюру, а при начале движения ему было максимально просто отъехать от остановочной площадки. При установке информационного столба необходима дополнительная маркировка, так как стоянка запрещена на протяжении 15 м до и после столба. Знаки, запрещающие остановку, являются альтернативой разметке. Так как знак является дополнительной преградой на остановке, а для слабовидящих это может повлечь за собой путаницу с информационным столбом, рекомендуется использовать маркировку дорожного полотна, запрещающую стоянку.

В области зоны ожидания пассажиров не должно быть движения, велосипедисты и пешеходы должны передвигаться вне зоны ожидания, для чего необходимо обустроить соответствующие дорожки и тротуары.

Считается, что автобусные остановки с остановочной площадкой на краю проезжей части с парковочными местами являются наиболее удобными и безопасными для водителей и пассажиров, не мешают движению велосипедистов и пешеходов, и поэтому их рекомендуется устанавливать как можно чаще.

Это стандартная остановка, на которой автобус остается на краю проезжей части, пока происходит посадка и высадка пассажиров, а после посадки пассажиров автобус может беспрепятственно начать движение.

Преимущества таких остановок вот в чем:

— так как автобус останавливается на остановочной площадке без дополнительных маневров, водителю намного легче остановиться максимально близко к бордюру что, в свою очередь, облегчает по-

садку и высадку пассажиров, особенно инвалидов-колясочников и пассажиров с детскими колясками;

— на основе прямолинейного подъезда к остановке можно устанавливать более высокие бордюры (до 18 см) и тем самым уменьшить разницу высот при посадке и высадке, что создает лучшие условия для посадки—высадки инвалидов-колясочников и пассажиров с детскими колясками;

— для рейсового автобуса созданы оптимальные условия обеспечения максимальной безопасности для отъезда от остановки и дальнейшего движения;

— обеспечивается приоритет при отъезде от остановки рейсового автобуса перед другими транспортными средствами;

— требуется незначительная длина остановочной площадки;

— требуется меньше затрат при организации остановки по сравнению с остановкой в дополнительном кармане;

— остается больше площади для пассажиров по сравнению с остановкой в дополнительном кармане;

— облегчается работа водителя, а пассажирам — посадка и высадка;

— облегчается уборка зоны остановки в зимний период.

Данный тип остановок оказывает существенное влияние на транспортный поток при большой интенсивности движения. Остановки на проезжей части с парковочными местами рекомендуется использовать при интервале движения 10 мин. и более, а также при пребывании в среднем на остановке не более 16 с.

Вследствие преобладающего преимущества остановок этого типа, рекомендуется обустраивать их на главных магистралях.

При этом область пребывания пассажиров на остановке должна быть отделена от тротуара и велосипедной дорожки.

Автобусные остановки с остановочной площадкой в дополнительном кармане требуют дополнительной полосы с большой площадью длиной до 90 м и поэтому рекомендуется обустраивать их лишь в исключительных случаях. Они признаны нежелательными в застроенных районах.

Основными недостатками остановок этого типа являются:

— при трогании автобус должен выезжать в движущийся поток, что создает дополнительные сложности с точки зрения обеспечения безопасности движения;

— при заезде и выезде с остановки возникают неприятные боковые перегрузки, действующие на пассажиров;

— при таком типе остановки водители не всегда соблюдают правила стоянки;

— при заезде на остановку водитель не всегда может поставить автобус ровно относительно бордюра, что приводит к неудобству для пассажиров при высадке и посадке, особенно для пассажиров-колясочников;

— остается меньше места для остановочного павильона вследствие организации дополнительной полосы, при этом необходимо обеспечить беспрепятственное движение велосипедистов, а также затрудняется чтение информационного стенда;

— требуются дополнительные затраты на уборку остановки в зимний период;

— по мере развития городов становится сложнее организовывать такие остановки.

В отличие от России, в Германии считают, что остановки в дополнительном кармане имеют больше недостатков, чем преимуществ, по сравнению с остановками на краю проезжей части.

Таким образом, в Германии, да и в других странах Европы, очень скрупулезно подходят к организации остановок общественного транспорта. При этом основное внимание уделяют обеспечению безопасности, удобству пассажиров, особенно инвалидов. Организаторам пассажирских перевозок очень важны также дизайн и оборудование остановок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Методические рекомендации по проектированию автобусных остановок.** — Москва: Министерство транспортного строительства // Государственный всесоюзный дорожный научно-исследовательский институт (СОЮЗДОРНИИ), 1975 г. — 16 с.
2. **Методические рекомендации по проектированию площадок для стоянок автомобилей и автобусных остановок** — Москва: Министерство транспортного строительства // Государственный всесоюзной дорожный научно-исследовательский институт (СОЮЗДОРНИИ), 1988 г.
3. **ОСТ 218.1.002—2003.** Автобусные остановки на автомобильных дорогах. Общие технические требования.
4. **Учебник для студ. учреждений сред. проф. образования** / И. В. Спирин. — 5-е изд., перераб. — М.: Издательский центр "Академия", 2010. — 400 с.
5. **PROCEED.** Grundsätze für den erfolgreichen Betrieb und die Entwicklung eines qualitativ hochwertigen Öffentlichen Personennahverkehrs — ERGEBNISBERICHT 4 Leitlinien für einen qualitativ hochwertigen Stadtbusverkehr in Klein- und Mittelstädten in Europa, unterstützt von der Europäischen Union und dem Land Steiermark, 2009 J, s 249. http://www.fgm.at/proceed/Docs/PROCEED_Guidelines_DE.pdf
6. **Rathaus in Flensburg.** Haltestellenkonzept Flensburg, Flensburg, 2009 J, s 19. (http://www.flensburg.de/imperia/md/content/asp/flensburg/verkehr_mobilitaet/mitdembus/haltestellenkonzept.pdf).

ПРАКТИКА

УДК 621.355
В. С. Антипенко, канд. техн. наук, МГСПУ МИИТ, С. **А. Лебедев,** канд. техн. наук, доцент,
Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище
им. генерала армии В. Ф. Маргелова (РВВДКУ)
E-mail: antipenkovitaliy@yandex.ru; antipenkovs@mail.ru

ПРЕИМУЩЕСТВА ПРИМЕНЕНИЯ МОДУЛЬНЫХ ИСТОЧНИКОВ ТОКА НА СПЕЦТЕХНИКЕ

В статье представлены преимущества использования модульных химических источников тока, применение которых позволяет на практике решить ряд важных организационных и технических проблем, вопросов планирования и снабжения аккумуляторными батареями, их хранения, эксплуатации и технического обслуживания.

Ключевые слова: *аккумуляторные батареи, батареи-модули, планирование, снабжение.*

Применение на предприятиях и в организациях, эксплуатирующих спецтехнику, модульных химических источников тока позволяет решить ряд важных организационных и технических проблем, которые касаются вопросов планирования и снабжения аккумуляторными батареями (АБ), их хранения, эксплуатации и ТО [1—3].

В процессе планирования закупок АБ для спецтехники сокращается объем оцениваемой продукции. Необходимо выбирать только один вид батареи по качеству и цене. Упрощается порядок определения годовых потребностей, так как будут учитываться сроки эксплуатации и хранения только для одного типа АБ. Даже при недостаточном финансировании решается проблема дефицита отдельных малоприменяемых типов АБ.

Обеспеченность организаций, ремонтных частей и т. д. АБ заключается в планомерном создании, распределении, учете, постоянном пополнении в пределах действующих нормативов запасов АБ, необходимых для обеспечения и ремонта машин.

Бесперебойное обеспечение предприятий АБ достигается правильным определением потребности, непрерывным управлением складами, своевременным истребованием, доставкой и получением АБ, маневром его запасами, максимальным использованием исправных АБ со списанных и поврежденных машин, поддержанием запасов на должном уровне.

Применение унифицированной батареи-модуля типа 6ТСТС-100А (рисунок) позволяет повысить уровень решения этих задач.

Обеспечение предприятий АБ осуществляется путем обмена неисправных батарей на новые на складах. В дальнейшем обеспечение АБ осуществляется за счет восстановления, а также за счет сбора исправных АБ с машин, вышедших из строя.

Батарея-модуль снимает проблему узкой применяемости АБ на предприятиях, эксплуатирующих спецтехнику, так как может использоваться на всех образцах.

Модульный принцип построения источника электрического тока уменьшает вероятность повреждения АБ и, соответственно, повышает его живучесть в целом.

Размещение модульного источника тока в аккумуляторном отсеке автомобиля

Можно предположить, что живучесть модульного источника тока, состоящего из 2—8 батарей-модулей, возрастет в 1,5—2 раза по сравнению с источниками тока, включающими обычные АБ. Поврежденные модули можно исключить из цепи питания и, соединив оставшиеся модули в необходимой последовательности, продолжить эксплуатацию спецтехники.

Полученные при разборке поврежденной спецтехники АБ приходуют на складах и обменных пунктах агрегатов. Их можно использовать для ремонта машин.

Предположив, что живучесть батареи-модуля в составе модульного источника тока возрастает в 2 раза, можно ожидать и увеличение сбора годных АБ до 50 %. С использованием батареи-модуля средний "расход" АБ в сутки в количественном отношении останется прежним, но по массе он может уменьшиться до 40 %.

Централизованные поставки АБ составляют 60—70 % ообщей потребности и 30—40 % поступает за счет ремонта и использования АБ со списанных машин. Поскольку процент сбора годных батарей-модулей с вышедших из строя машин выше на 20—30 %, можно предположить увеличение процента АБ, поступающих из ремонта и со списанных машин, до 40—50 %. Соответственно объем централизованных поставок снизится до 50—60 %. Это позволит сократить объемы поставок АБ на всех уровнях снабжения на 10—15 %.

Возимый запас АБ для обеспечения нормальной работы средств ремонта должен быть в пределах среднесуточной величины нормативных запасов. Количественные нормативы, применяемые для расчетов неприкосновенных запасов содержания АБ, можно применить и для расчета запасов батарей-модулей, учитывая повышение живучести. Но в этом случае при сохранении количественных величин общая масса запасов АБ уменьшится на 40 %, а занимаемые объемы — на 35 %. Соответственно уменьшится количество транспорта для доставки АБ, уменьшатся площади, необходимые для их размещения, уменьшится объем работ по ТО.

Применение батареи-модуля одного типа позволит унифицировать режимы заряда и испытаний аккумуляторных батарей [1, 2]. В этом случае повышаются возможности применения типового автоматического разлива электролита при приведении батарей в рабочее состояние. Создание единого комплекта оборудования для ускоренного приведения батарей-модулей в рабочее состояние, учитывающего единые габаритные размеры и заливочные объемы, позволит значительно сократить время приведения батарей в рабочее состояние.

Все эти факторы в сочетании с высокими электрическими характеристиками батарей-модулей типа 6ТСТС-100А определяют преимущества использования модульных источников тока и позволяют [1, 2]:

сократить номенклатуру аккумуляторных батарей, обеспечить полную унификацию и взаимозаменяемость батарей на всех образцах техники двойного назначения и спецтехники;

обеспечить требования быстрого и надежного пуска существующих и перспективных двигателей различной мощности в разных климатических условиях (при температуре воздуха до минус 40 °С) за счет высоких стартерных характеристик, что увеличивает вероятность пуска двигателей;

повысить эксплуатационную надежность системы электрического пуска двигателя; обеспечить достаточный запас резервной емкости для систем электрооборудования в случае выхода из строя генераторной установки;

повысить живучесть источников тока при повреждениях, что определяется их модульным построением;

сократить количество операций по техническому обслуживанию и ремонту источника тока, легко обращаться с модулем одному человеку;

упростить и оптимизировать режимы заряда и сократить время на приведение батарей в рабочее состояние ускоренным способом;

увеличить сроки хранения и эксплуатации;

повысить производственные возможности промышленности и снизить затраты по выпуску батарей одного типа, что крайне важно в особый период;

разработать общие (единые) требования и нормы по эксплуатации, хранению и техническому обслуживанию модулей;

стандартизировать и унифицировать испытательные средства, оборудование и методы испытаний батарей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Лебедев С. А.** Комбинированный источник тока для систем электростартерного пуска двигателей военной автомобильной техники [Текст]: монография / С. А. Лебедев. — Рязань: РВАИ, 2010. — 235 с.
2. **Лебедев С. А.** Пусковое устройство с комбинированным источником тока. [Текст] / С. А. Лебедев, П. А. Марков, В. С. Антипенко / Сб. науч.-техн. работ кафедры автотехнического обеспечения — М.: "Спутник + ", 2014. — Вып. 1. — С. 48—52.
3. **Лебедев С. А.** Повышение эффективности применения пусковых устройств. [Текст] / С. А. Лебедев, П. А. Марков, В. С. Антипенко / Сб. науч.-техн. работ кафедры автотехнического обеспечения — М.: "Спутник + ", 2014. — Вып. 1. — С. 53—61.

УДК 621.436.001
Н. Н. Патрахальцев, д-р техн. наук, профессор, e-mail: nikpatrah@mail.ru,
Р. О. Камышников, магистр, аспирант, e-mail: rkam88@jmail.com,
Д. С. Скрипник, магистр, аспирант, e-mail: dskripnik@jmail.com
Российский университет дружбы народов (РУДН)

ОТКЛЮЧЕНИЕ ЦИЛИНДРОВ И КАТАЛИТИЧЕСКАЯ НЕЙТРАЛИЗАЦИЯ С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ ОКСИДА УГЛЕРОДА ДИЗЕЛЕМ

В работе проведен численный анализ возможностей снижения выбросов оксидов углерода, а также часового расхода топлива для случаев, когда двигатель работает с низкими коэффициентами загрузки, т. е. с большой долей режимов малых нагрузок и холостых ходов.

Ключевые слова: *дизель, отключение цилиндров, регулирование изменением рабочего объема дизеля, токсичность выбросов, режимы малых нагрузок, нейтрализация отработавших газов.*

В реальных условиях эксплуатации дизели автотракторного назначения, а также многих строительных и дорожных машин, длительное время работают на режимах малых нагрузок и холостых ходов. То есть коэффициент их загрузки (или коэффициент использования мощности) нередко снижается до 0,4, а у городских автобусов — до 0,22. Работа на таких режимах приводит к повышенному расходу топлива (а следовательно и выбросов парникового газа CO_2), неполноте сгорания с повышенным выбросом с ОГ оксидов углерода (CO) и других вредных веществ.

Актуальной проблемой является снижение токсичных выбросов, особенно при эксплуатации дизелей в условиях ограниченного воздухообмена (рудники, карьеры, тоннели и т. д.). Частично указанная проблема разрешается путем, например, каталитической нейтрализации ОГ. Однако нейтрализатор отработавших газов (НОГ) эффективен при достаточно высокой температуре ОГ. При малых нагрузках и холостых ходах эффективность его снижается. Поэтому для таких режимов было предложено [1] применить метод отключения части цилиндров, обычно применяемый для повышения экономичности двигателей и называемого также методом регулирования дизеля изменением его рабочего объема [2]. Существо решения заключается в том, что дизель в штатном исполнении по выбросам, например, CO, укладывается в допустимый норматив только при средних нагрузках (40—70 %). При более высоких нагрузках, когда выбросы CO существенно возрастают, применяется система НОГ, которая эффективно работает при высоких температурах ОГ и достаточном содержании кислорода в отработавших газах, что свойственно дизелю даже на этих режимах. Однако в условиях режимов малых нагрузок и холостых ходов выбросы CO оказываются выше допустимых, так как при низких температурах ОГ, свойственных таким режимам, система НОГ практически не работает. Для повышения ее эффективности приходится ставить в нейтрализаторе свечи накаливания, что усложняет систему, снижает надежность ее работы, удорожает обслуживание, повышает пожарную опасность, приводит к дополнительному расходу топлива и т. д. В то же время известно, что регулированием рабочего объема ДВС (отключением части цилиндров) можно улучшить эксплуатационную топливную экономичность и обеспечить снижение выброса парниковых газов (CO_2) и ряда других токсичных компонентов [3]. Так, в работе [6] было показано, что на режимах малых нагрузок можно отключением части цилиндров повысить экологические качества дизеля по выбросам CO, NO_x,C_nH_m, сажи.

Для предварительной оценки целесообразности применения указанного комплексного метода снижения токсичности выбросов дизеля желательно проводить расчетное определение его эффективности с использованием универсальных характеристик [3].

В качестве объекта исследования примем дизель КамАЗ-7406 (8 ЧН 12/12) (V_h = ~1,36 дм^3, iV_h = 10,85 дм^3). Его универсальные характеристики по удельному расходу топлива (g_e) и по концентрациям СО в ОГ (W_{CO}) заимствованы из работы [4] и адаптированы к условиям проведения расчетных анализов. Адаптация выполнена как частичным интерполированием и экстраполированием параметров, так и прежде всего заменой шкалы среднего эффективного давления (p_e) или эффективного момента (M_e) на удельную работу ($L_{уд}$). Необходимость замены ординаты связана со следующим. Традиционно применяемые в таких характеристиках ординаты M_e, p_e не могут применяться для анализа параметров работы дизеля, регулируемого изменением рабочего объема, т. е., например, путем отключения части цилиндров. Это определяется тем, что сравнение показателей полноразмерного дизеля и дизеля с отключением цилиндров на малых нагрузках обычно происходит при одинаковых значениях момента, мощности, полной работы, выполняемой дизелем (полноразмерным или с отключением части цилиндров), т. е. с уменьшенным числом активных, оставшихся в работе, цилиндров. Среднее эффективное давление в этих случаях теряет физический смысл. Поэтому независимым параметром, регулируемым путем отключения—включения цилиндров, может служить удельная работа ($L_{уд}$), как отношение полной работы ($L_{полн}$), выполняемой дизелем, к рабочему объему двигателя полноразмерного (iV_h) или с числом активных цилиндров z (zV_h), соответственно:

$$L_{уд} = L_{полн}/(iV_h);\ L_{уд} = L_{полн}/(zV_h). \qquad (1, 2)$$

При этом:

$$L_{полн} = 500 p_e iV_h \text{ или } L_{полн} = 2\pi M_e. \qquad (3, 4)$$

Высказываемое иногда мнение о целесообразности использования в качестве ординаты универсальной характеристики широко применяемого в двигателестроении удельного показателя — поршневой мощности, не может быть применено, так как мощность является зависимым от частоты показателем и следовательно универсальную характеристику пришлось бы снабжать ординатами для каждой частоты вращения.

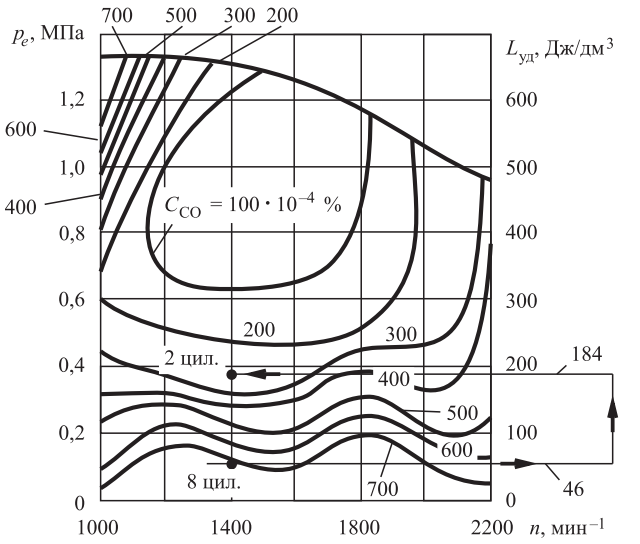


Рис. 1. Универсальная характеристика дизеля КамАЗ-7406 по концентрации оксидов углерода (W_{CO}) в ОГ [4], снабженная ординатой удельной работы $L_{уд}$

В результате получаем характеристику дизеля (рис. 1).

Качественный анализ универсальной характеристики показывает, что дизель имеет высокие концентрации СО в ОГ на малых нагрузках во всем диапазоне частот вращения, а также на полных нагрузках в области низких и высоких частот вращения. Методика расчета выбросов заключается в следующем. Пусть полноразмерный дизель (число активных цилиндров i = 8) работает на малой нагрузке, развивая крутящий момент M_{e8} = 80 Н · м. Тогда полная работа дизеля составляет:

$$L_{полн} = 2\pi M_e = 2\pi \cdot 80 = 502 \text{ Дж}. \qquad (5)$$

При регулировании отключением цилиндров эту же полную работу дизель совершает при числе активных цилиндров, например, z = 2, т. е. когда рабочий объем двигателя уменьшен в соответствии с числом активных цилиндров и составляет zV_h = 2 · 1,36 дм^3. Следовательно удельные работы

дизеля с разным числом активных цилиндров составят:

при

$$z = 8 : L_{\text{уд }8} = 502/(8 \cdot 1{,}36) = 46 \text{ Дж/дм}^3; \quad (6)$$

при

$$z = 2 : L_{\text{уд }2} = 502/(2 \cdot 1{,}36) = 184 \text{ Дж/дм}^3. \quad (7)$$

Тогда с использованием универсальной характеристики, перестроенной в координаты $L_{\text{уд}} - n$, получаем концентрацию CO в ОГ полноразмерного дизеля (8 цил.) $W_{CO} = 700$ *ppm*, а дизеля с двумя активными цилиндрами (2 цил.) $W_{CO} = 260$ *ppm*. Поскольку при регулировании отключением цилиндров меняется рабочий объем двигателя, то важным выходным показателем токсичности является уже не только концентрация, но и часовой выброс оксида углерода, т. е. G_{CO}. Расчеты часовых выбросов оксидов углерода проводятся с использованием следующих формул [5]:

$$G_{CO} = 0{,}000966 W_{CO} G_{OГ} \text{ [г/час]}, \quad (8)$$

где $G_{OГ}$ — массовые расходы отработавших газов, соответственно полноразмерным дизелем ($i = 8$);

$$G_{OГ} = G_{в} + G_{т} = iV_h \eta_v \rho_в n \cdot 10^{-3} \cdot 30 + G_{т} \text{ [кг/ч]}; \quad (9)$$

или дизелем с двумя активными цилиндрами ($z = 2$).

$$G_{OГ} = G_{в} + G_{т} = zV_h \eta_v \rho_в n \cdot 10^{-3} \cdot 30 + G_{т} \text{ [кг/ч]}, \quad (10)$$

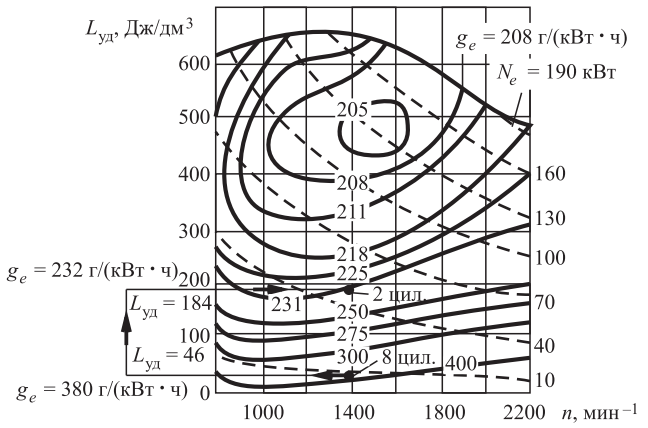


Рис. 2. Универсальная характеристика дизеля КамАЗ-7406 (8 ЧН 12/12), перестроенная в координаты $L_{уд} - n$:

о — режимы работы дизеля с числом активных цилиндров $z = 8$ цил. и $z = 2$ цил. при одинаковой малой нагрузке менее 10 % полной и при $n = 1400$ мин$^{-1}$

где $G_{т}$ и $G_{в}$ — часовые расходы топлива и воздуха соответственно на данном режиме при работе полноразмерного дизеля или дизеля с частью отключенных цилиндров; η_v и $\rho_в$ — коэффициент наполнения и плотность воздуха.

Часовой расход топлива определяется соотношением:

$$G_{т} = g_e N_e \cdot 10^{-3} \text{ [кг/ч]}. \quad (11)$$

То есть для анализа необходимо знание удельного расхода топлива (g_e) как полноразмерным дизелем, так и дизелем с регулируемым изменением рабочего объема, причем, при одинаковой мощности N_e.

Удельные расходы топлива также определяются с использованием универсальной характеристики дизеля, перестроенной в ординату удельной работы ($L_{уд}$) вместо ординаты p_e или M_e (рис. 2).

Важна также информация об удельных выбросах CO, применяемых при стандартизации по токсичности.

$$g_{CO} = G_{CO}/N_e \text{[г/(кВт · ч)]}. \quad (12)$$

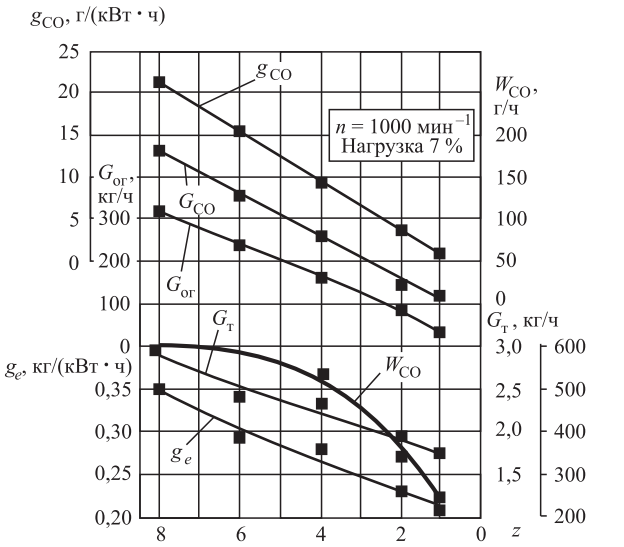


Рис. 3. Влияние отключения цилиндров на удельную экономичность и удельную токсичность по оксидам углерода дизеля КамАЗ-7406 при работе на режиме малой нагрузки N_e = 8,3 кВт (7 % значения на ВСХ) при n = 1000 мин$^{-1}$:

z — число активных цилиндров; W_{CO} — концентрация оксидов углерода в ОГ работающих (активных) цилиндров, ppm; g_e — удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт · ч); $G_{т}$ — часовой расход топлива, кг/ч; $G_{OГ}$ — часовой расход отработавших газов (из активных цилиндров), кг/ч; G_{CO} — часовой выброс оксидов углерода, г/ч; g_{CO} — удельный выброс оксидов углерода, г/(кВт · ч)

Относительное снижение часовых выбросов определяем по соотношению:

$$\Delta G_{CO} = [(G_{CO,8} - G_{CO,z})/G_{CO,8}] \cdot 100\ \%. \quad (13)$$

Относительный выигрыш в расходе топлива (снижение расхода) ($\Delta G_т$), определяем по соотношению:

$$\Delta G_т = [(G_{т,8} - G_{т,z})/G_{т,8}] \cdot 100\ \%. \quad (14)$$

То есть он составляет в рассмотренном примере ~39 %.

Содержание СО в ОГ дизеля существенно зависит от нагрузки. При отключении части цилиндров активные цилиндры нагружаются повышенной нагрузкой. Поэтому выбросы СО из этих цилиндров следует ожидать уменьшенными. Проведем анализ влияния отключения цилиндров на выбросы СО (рис. 3).

Представляется, что для максимального повышения экономичности и снижения концентрации СО следует отключить максимально возможное число цилиндров. Однако это представление справедливо для дизелей без наддува, с механическим наддувом,

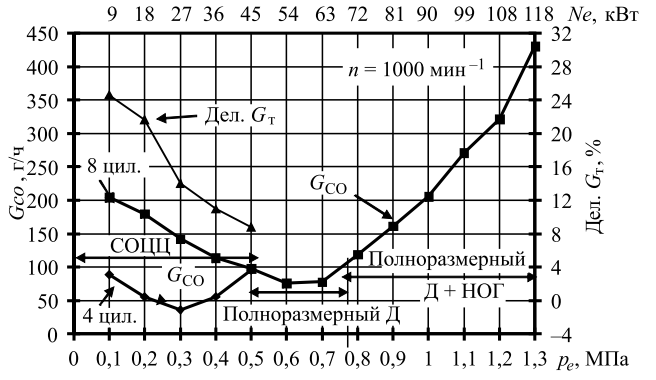


Рис. 4. Нагрузочные характеристики дизеля типа КамАЗ-7406 при n = 1000 мин$^{-1}$ по показателям часового выброса оксидов углерода (G_{CO}) для случаев работы полноразмерного дизеля (8 цил.) и дизеля с числом активных цилиндров z = 4 (4 цил.), а также ожидаемая экономия в часовом расходе топлива (Дел. $G_т$) при отключении четырех цилиндров на режимах малых нагрузок; обозначения:

СОЦЦ — работа дизеля с системой отключения цилиндров или циклов, НОГ — желательна работа дизеля с системой каталитической нейтрализации ОГ.

Примечание: нагрузка в единицах среднего давления (p_e) относится к полноразмерному дизелю, а нагрузка в единицах мощности (N_e) относится как к полноразмерному дизелю, так и к дизелю с четырьмя работающими цилиндрами. Во всех рассмотренных далее случаях принято, что допустимый верхний предел выбросов СО не должен превышать 100 г/ч.

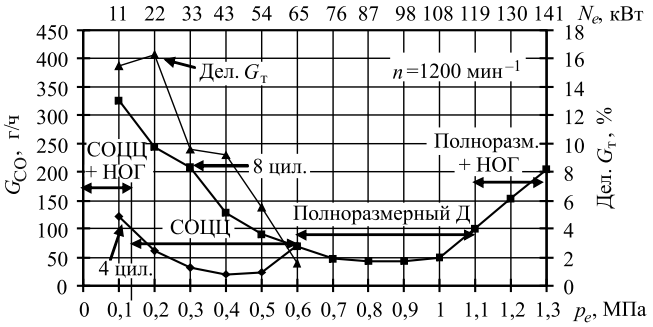


Рис. 5. Нагрузочные характеристики дизеля типа КамАЗ-7406 при n = 1200 мин$^{-1}$ (см. подпись к рис. 4)

с регистровым наддувом и т. д. Отключать много цилиндров у дизеля с одним свободным турбокомпрессором нельзя, так как в этом случае происходит рассогласование работы поршневой части дизеля с турбокомпрессором, коэффициент избытка воздуха снижается ниже предела дымления и т. д. Для дизеля со свободным турбокомпрессором количество отключаемых цилиндров должно быть ограничено, причем, ограничительным параметром может служить коэффициент избытка воздуха, который обеспечивает активным цилиндрам эффективную и экономичную работу, например, 2,0 и выше, что возможно для режимов малых нагрузок.

На рис. 4 приведены нагрузочные характеристики дизеля типа КамАЗ по экономичности и выбросам СО с ОГ для случаев, когда на режимах малых нагрузок у двигателя отключают 4 цилиндра. Видно, что на режимах до 45 кВт при n = 1000 мин$^{-1}$ отключением четырех цилиндров выбросы СО снижаются до допустимого уровня.

В диапазоне мощностей от 45 до 68 кВт работа полноразмерного дизеля даже без системы нейтрали-

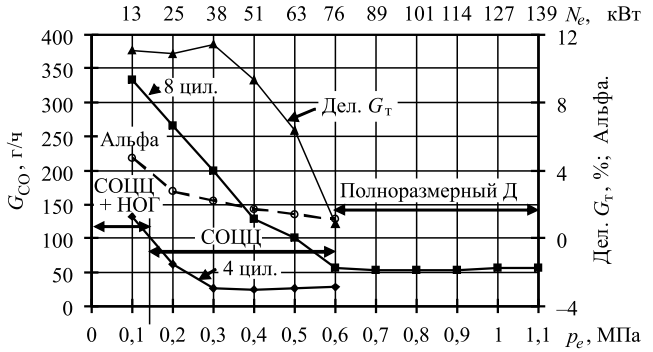


Рис. 6. Нагрузочные характеристики дизеля типа КамАЗ-7406 при n = 1400 мин$^{-1}$ (см. подпись к рис. 4)

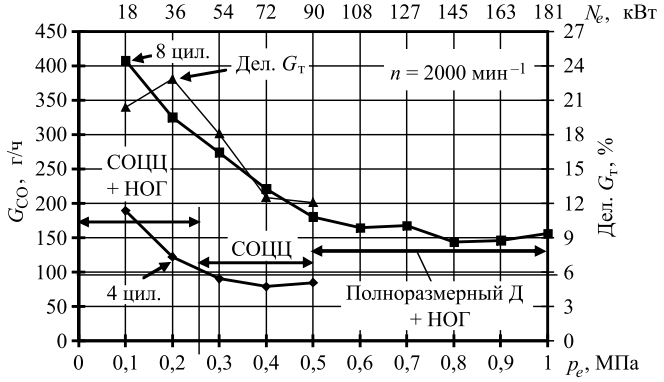


Рис. 7. Нагрузочные характеристики дизеля типа КамАЗ-7406 при n = 2000 мин$^{-1}$ (см. подпись к рис. 4)

зации обеспечивает выброс СО ниже нормативного. На режимах работы с мощностью более 68 кВт необходима работа каталитического нейтрализатора (НОГ). С изменением частоты вращения вала протекание характеристик изменяется (рис. 5 и 6).

Видно, что с ростом частоты появилась целесообразность использовать нейтрализатор совместно с СОЦЦ. Таким же образом протекают характеристики при n = 1600 и при 1800 мин$^{-1}$. При n = 2000 мин$^{-1}$ характеристики показывают необходимость работы нейтрализатора при повышенных нагрузках (рис. 7).

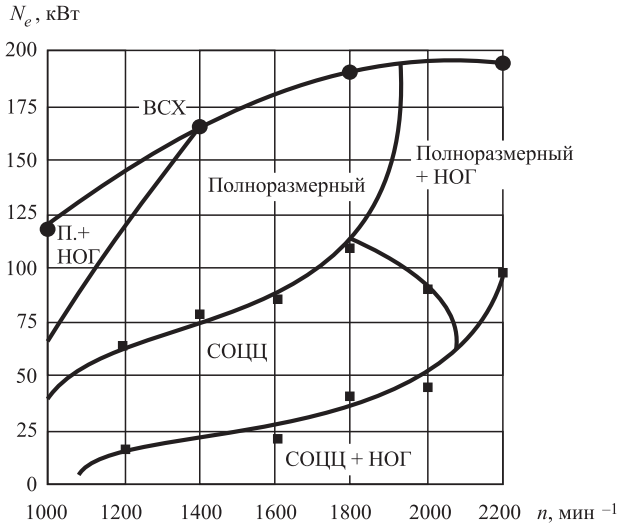


Рис. 8. Схема диапазонов режимов работы дизеля КамАЗ, в которых целесообразно включать СОЦЦ или СОЦЦ с нейтрализатором (СОЦЦ + НОГ), а также режимов работы полноразмерного дизеля без нейтрализатора и с нейтрализатором (П. + НОГ) для поддержания часовых выбросов оксидов углерода на заданном уровне, не превышающем 100 г/ч

При номинальной частоте вращения необходима работа нейтрализатора как на малых нагрузках совместно с СОЦЦ, так и при работе на режимах полноразмерного дизеля с полыми нагрузками. Полученные расчетные данные могут быть систематизированы в обобщающую информацию (рис. 8), где показаны области скоростных и нагрузочных режимов дизеля, в которых необходима работа с нейтрализатором или без него, совместно с СОЦЦ или без нее.

Конечно, данная информация не является основанием для кратковременных включений—выключений нейтрализатора ввиду его достаточно высокой тепловой инерционности. Кроме того, очевидна целесообразность аналогичной оценки возможностей снижения выбросов углеводородов и других нормируемых вредных веществ. Данная работа посвящена изложению сути методики анализа универсальных характеристик дизеля с целью прогнозирования его экономичности и экологичности при работе с системами отключения цилиндров и каталитической нейтрализации ОГ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Zbignev Zmudka, Stefan Postrzednik, Adam Ciesiolkiewicz.** Cut-Off Technique and Oxidation Catalist in Order to Emission Reduction from Diesel Engine // SAE Techn. Paper Series, 2001-01-3282.
2. **Повышение экономичности режимов малых нагрузок дизеля** регулированием его рабочего объема / Н. Н. Патрахальцев, И. С. Мельник, Ю. С. Вишнякова // Автомобильная промышленность, 2013. — № 4. — С. 12—13.
3. **Кутенев В. Ф.** Перспективы совершенствования ДВС // Двигатель, 2005. — № 6 (42).
4. **Марков В. А., Девянин С. Н., Мальчук В. И.** Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 360 с. — С. 46.
5. **Кульчицкий А. Р.** Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для высшей школы. — 2-е изд., испр. и доп. — Академический проект, 2004. — 400 с.
6. **Патрахальцев Н. Н., Аношина Т. С., Камышников Р. О.** Снижение расхода топлива и токсичности выбросов дизеля на режимах малых нагрузок при его регулировании изменением рабочего объема // Двигателестроение, 2015, № 1 (259). — С 26—29.

Грузовик

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

С содержанием журнала можно ознакомиться на сайте Издательства "Машиностроение" www.mashin.ru и на сайте www.autotransportnik.ru. Журнал входит в Перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней. Система Российского индекса научного цитирования WWW.elibrary.ru.

Навигатор сайта таков: каталог журналов; авторский указатель; список организаций; тематический рубрикатор; поисковые запросы; новые поступления.

Сейчас ВАК упорядочивает список журналов, включенных в Перечень. Журнал, входящий в Перечень ВАК, должен быть в открытой подписке в каталоге "Роспечать". Рейтинг журналов выстроен по импакт-фактору РИНЦ. Данный показатель отражает среднее число цитирований одной статьи в журнале.

Если импакт-фактор является своеобразным рейтингом издания в научной периодике, значит таков рейтинг отдельных опубликованных в нем статей.

ВАК стремится сохранить в перечне рекомендованных для публикаций изданий журналы с высоким рейтингом. В этом году началась их перерегистрация. При расчете импакт-фактора журнала учитываются только научные статьи, обзорные статьи и краткие сообщения (это относится как к цитирующим, так и к цитируемым статьям). Не учитываются ссылки из сборников статей, монографий, материалов конференций и т. д., а также не учитываются публикации, у которых нет авторов.

Последнее уточнение означает, что научный журнал ради сохранения собственного рейтинга и престижа не может изобиловать рекламными и информационными (зачастую оплачиваемыми) материалами. И поэтому в экономическом плане может делать ставку на взимание платы за публикацию, на продажу авторам отдельных номеров, на увеличение подписки.

Мы заинтересованы, чтобы подписка шла через издательство, потому что в этом случае мы знаем подписчика "в лицо".

Представление же о нашем журнале вы можете составить из публикуемой таблицы. Это фрагмент одной из страниц сайта elibrary.ru. Зайдя на сайт, можно найти пояснения, что означают те или иные показатели и как их рассчитывают.

На сайте вы найдете и издания, не входящие в перечень ВАК. В каких-то научных трудах публикации из этих журналов вошли в библиографический список, и они "автоматически" были зафиксированы системой elibrary.ru. Рейтинг научной публикации в таких журналах будет снижен.

Место журнала "Грузовик" в рейтинге SCIENCE INDEX за 2013 год по тематике "Транспорт" — 20.
Место в рейтинге SCIENCE INDEX за 2013 год по тематике "Машиностроение" — 48
ПОКАЗАТЕЛИ ПО ГОДАМ

Название показателя	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
• Показатель журнала в рейтинге SCIENCE INDEX	0,017	0,035	0,031	0,056	0,054	0,148	0,173
• Пятилетний импакт-фактор РИНЦ	**0,031**	**0,027**	**0,034**	**0,067**	**0,063**	**0,079**	**0,101**
• Пятилетний импакт-фактор РИНЦ без самоцитирования	**0,018**	**0,027**	**0,034**	**0,045**	**0,043**	**0,076**	**0,099**
• Общее число цитирований журнала в текущем году	**25**	**23**	**26**	**49**	**45**	**54**	**67**
из них самоцитирований	12	0	0	15	14	3	1
• Среднее число ссылок в списках цитируемой литературы	3	0	1	2	4	3	4
• Пятилетний индекс Херфиндаля по цитирующим журналам	2180	933	1302	1420	1406	637	696
• Индекс Херфиндаля по организациям авторов	828	800	911	1351	1064	699	902
• Десятилетний индекс Хирша	—	—	4	4	4	5	6

С. Н. Педенко, главный редактор журнала "Грузовик"

ABSTRACTS OF ARTICLES

2 *Barkhatov G. S., Ustimenko V. S.* Main automotive performance parameters reduction technique in standard and operating conditions
The article touches upon the issues of main automotive performance parameters reduction technique in standard and operating conditions. It is stipulated that the technique is determined with limited basic testing data to estimate their values and meet testing standard requirements.
Keywords: controlled automotive testing technology, test track categories, traction resistance ratio, standard conditions of testing, main performance parameters.

6 *Gusakov S. V., Markov V. A., Afanas'jeva I. V., Moskhen Akhmadnia.* Optimal Power Control of the Automobile Engine Equipped with Electromechanical Transmission and a Power Accumulator
Modern experimental drive cycles are presented. Features of power control of the automobile engine equipped with electromechanical transmission and a power accumulator are considered. Calculating research of energy balance of such a power installation is conducted.
Keywords: power installation, automobile, internal combustion engine, electromechanical transmission, power accumulator, drive cycle, power control.

15 *Rogov V. A., Koshelenko A. S., Zhed O. V.* Research by photomechanics method the intensity of contour tension in the oil passage hole of crankshafts journals caused by the working load of the internal combustion engine
The methodology of determination the intensity of contour tension in the oil passage hole caused by the load of the journals of the crankshaft, resulting in a running cycle of an internal combustion engine, the physical modeling in optical flat model by photomechanics method.
Keywords: crankshafts, photomechanics, intensity of tension, bend, torsion.

20 *Blinov Y. I.* On fundamentals of creating of dynamic theory of complex structural mechanic systems. The stability of curvilinear-circular and course motions
Spatial multilinking dynamic model of interconnected oscillation of engine-transmission facility and suspension most adequately describes complex dynamic interrelations occurring during work processes of many classes of machines. Introduction of additional links into the basic model allows for studying the car's behavior for stability of curvilinear-circular and course motions and provide recommendations for improvement of this property.
Keywords: dynamic, complex-structural mechanic system, multilink, spatiality, stability, boundary conditions.

27 *Kokodeeva N. E., Kadyrov Zh.N., Chelpanov I. B., Kochetkov A. V.* Development of the complex of standards of the customs union
Are analysed existing domestic and the member states of the Customs Union (Republic of Belarus, the Republic of Kazakhstan, the Russian Federation) normative and technical documents relating to acoustic screens. On the basis of the analysis of normative and technical documents on a standard profile, and also provisions of the Federal law No. 184-FZ "On technical regulation" and technical regulations of the Customs Union "Safety of highways" the complex of standards of the Customs Union is developed: GOST 32957—2014 "Public highways. Acoustic screens. Technical requirements" and GOST 32958—2014 "Public highways. Acoustic screens. Control methods".
Development and the approval of standards promotes increase of level of safety of life or health of citizens and environmental protection when using acoustic screens on highways due to decrease in risks of emergence of negative impact from transport noise.
Keywords: acoustic screens, acoustic measurements, highways, technical regulations of the Customs union, technical requirements, control methods, safety.

32 *Dan Chenggong.* The economy of CHINA made a "soft landing"?
For China's GDP growth slowed in the January-March of the current year up 7 % compared with the same period in 2014 g. Whether CHINA's economy is "soft landing"? The article provides an analysis of the factors influencing the economic development of China. Presents the development of an appropriate strategy to develop the country's economy.
Keywords: economy of CHINA, GDP, growth, China.

35 *Rementsov A. A.* Effectiveness of PPPs implementation within infrastructure projects of public transport
Implementation of public-private partnership mechanism (PPP) has developed rapidly in the segment of transport infrastructure projects in recent years. PPP brings together the private sector in the transport infrastructure, its resources, management skills and technology, as well as the public sector with its regulatory activities and the protection of the public interest. This mechanism allows in achieving of balanced approach in the provision of public transport services that address the basic needs of every person.
Keywords: PPP mechanism, transport infrastructure, private business, risks of the project, strategic objectives, Public-Private Partnership.

38 *Sarbaev V. I., Khamidulin M. N., Sidelnikov G. V., Strizhevskaya E. M.* Requirements For The Location Of Bus Stations In Germany
The concept of the organization of bus stations concerning the carriageway is considered. The classification of the location of bus stations. The analysis of the advantages and disadvantages of the various arrangements of public transport.
Keywords: public transport, bus stations, availability of transport to physically disabled people.

40 *Antipenko V. S., Lebedev S. A.* Advantages of modular power sources on special equipment
The article presents the benefits of using modular chemical current sources, which addresses a number of important organizational and technical problems, the planning and supply of batteries, storage, use and maintenance.
Keywords: batteries, battery modules, planning and supply.

42 *Patrakhaltsev N. N., Kamishnikov R. O., Skripnik D. S.* Cut-off technique and oxidation catalist in order to emission reduction from diesel engine
There presented possibility to calculate some opportunities to reduce the exhaust emission and fuel consumption of diesel during regimes of low load by diesel's displacement regulation and catalytic neutralization.
Keywords: diesel, exhaust emission, regimes of low load, displacement regulation of diesel, disconnection of cylinders.

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор Т. В. Пчелкина
Сдано в набор 24.08.2015. Подписано в печать 19.10.2015. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО «Канцлер», 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз». 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**