

**Журнал выходит при информационной поддержке
АМО ЗИЛ, ОАО "КАМАЗ", ОАО "МАЗ", УП "МЗКТ", АЗ "Урал"**

Учредитель

Открытое акционерное московское общество "Завод имени И. А. Лихачева" (АМО ЗИЛ)

Главный редактор

генеральный директор
Управляющей организации АМО ЗИЛ
К. В. Лаптев

Зам. главного редактора

И. А. Хороманская

Редакционный совет

Д. Х. Валеев	В. А. Марков
М. С. Высоцкий	В. Ф. Платонов
В. А. Зорин	Г. Н. Рейзина
Н. А. Иващенко	Е. Л. Рыбин
Л. Г. Красневский	Г. А. Синеговский
В. В. Корсаков	А. Ф. Синельников
А. С. Кузнецов	В. С. Устименко
В. Г. Мазепа	Х. А. Фасхиев

Корпункты:

в Республике Беларусь
(г. Минск), Я. Е. Карповский
Тел.: (10-375-17), 246-10-33, 217-90-38
в Украине (г. Харьков),
В. Г. Дьяченко
Тел. (10-380-572) 707-68-48

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство о регистрации
ПИ № 77-3346 от 10 мая 2000 г.

Адрес редакции

107076, Москва, Строгинский пер., 4
Тел. (499) 269-49-97
E-mail: grouzovik@mashin.ru
<http://www.mashin.ru>

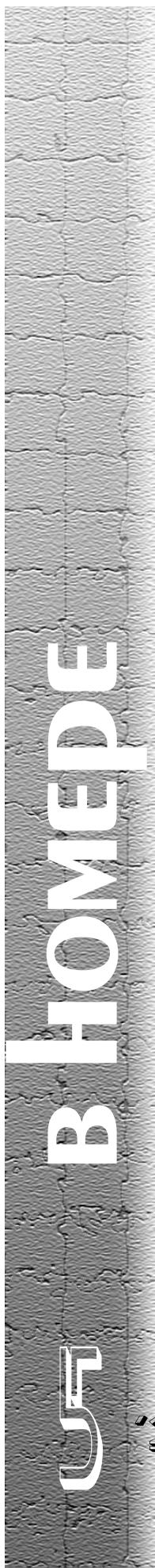
Адрес издательства

107076, Москва, Строгинский пер., 4
Тел. (499) 268-38-58

Подписной индекс
по каталогу "Роспечать" 72145,
по объединенному каталогу
"Пресса России" 41302,
по каталогу "Почта России" 60262

© ООО "Издательство Машиностроение",
"Грузовик &", 2009
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.



Грузовик & с приложением

**Ежемесячный научно-технический
и производственный журнал**
Выпускается с 1996 г.

Конструкция

- 2** Автомобили КАМАЗ-5360, 53605, 5460, 6460, 6520, 65201 (Продолжение)
5 Лебедев С. А. Оценка и сравнение вторичных источников тока
11 Фасхиев Х. А. Повышение долговечности шаровой опоры переднего моста грузового автомобиля

Проектирование. Расчет

- 14** Чичко А. Н., Яцкевич Ю. В., Соболев В. Ф., Захарик Ал. М., Захарик Ан. М. Численное моделирование аэродинамических характеристик автомобиля
20 Назаров А. Д. Теоретические основы расчета зazorов в сопряжении компрессионное кольцо—канавка поршня
25 Гурский Н. Н., Захарик Ан. М., Захарик Ал. М., Эль Аюби Абдул Кадер Карами. Моделирование внешней среды в задачах анализа колебаний транспортных машин
31 Чичко А. Н., Соболев В. Ф., Яцкевич Ю. В., Захарик Ал. М., Захарик Ан. М. Математическое моделирование и программное обеспечение "ПроМех-1" для расчета пространственного распределения механических напряжений в валах трансмиссии

Испытания

- 39** Захарик Ал. М., Захарик Ан. М. Результаты экспериментальных исследований автомобилей, оснащенных средствами автоматики

Экономика

- 47** Иванов Ю. И. Оценка инновационных работ в автопредприятиях и сервисе

Информация

- 53** Лебедев С. А. Обзор рынка химических источников тока и его проблемы
60 Шибаков В. Г., Карабаев В. С., Валеев И. Д. Результаты сравнительных дорожных испытаний автомобилей КАМАЗ-65115 с двигателями V-6 и V-8
61 Фасхиев Х. А. Оценка дорожно-строительной техники с целью выбора
64 Contents

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

'2009 (№ 154)

АВТОМОБИЛИ КАМАЗ

5360, 53605
5460, 6460
6520, 65201

(Продолжение. Начало см. журн. "Грузовик & ". 2007, № 3—12; 2008, № 1—7, 10—12; 2009, № 1—3)

ГИДРООБОРУДОВАНИЕ СЕДЕЛЬНОГО АВТОМОБИЛЯ-ТЯГАЧА

Рассмотрено гидрооборудование седельного тягача, принцип работы гидросистемы, порядок ее заправки.

Ключевые слова: седельный тягач, гидрооборудование седельного тягача, заправка гидросистемы.

Гидрофицированный седельный тягач может быть оборудован:

однопроводной гидросистемой механизма подъема и опускания самосвальной платформы;

двуихпроводной гидросистемой механизма привода насоса перекачки нефтепродуктов.

Механизм подъема и опускания платформы полу-прицепа (однопроводная гидросистема) имеет:

коробку отбора мощности (КОМ) с масляным насосом, предназначенну для отбора мощности от коробки передач;

насос масляный шестеренчатого типа высокого давления. Подача насоса 85 л/мин при частоте вращения 1920 мин⁻¹;

гидроцилиндр телескопический одностороннего действия (расположен на полуприцепе);

гидрораспределитель золотникового типа, служит для управления потоком рабочей жидкости в гидросистеме опрокидывающего механизма;

выключатель ограничения хода гидроцилиндра (расположен на полуприцепе), ограничивает подъем платформы при достижении платформой максимального угла подъема;

блок электропневмоклапанов, служащий для включения КОМ и управления гидрораспределителем;

масляный бак штампосварной конструкции, снабжен фильтрами на заливной горловине и сливной магистрали;

пневмо- и гидротрубопроводы.

Принцип работы

Для включения гидросистемы опрокидывающего механизма необходимо включить сцепление, электропневмоклапан 6 (рис. 1), управляющий коробкой отбора мощности 4. При этом воздух поступает к пневмоцилинду включения КОМ. При включении сцепления масляный насос начинает работать. Масло из бака 1 поступает к гидрораспределителю 3 и через него направляется на слияние.

Для подъема платформы необходимо включить электропневмоклапан 8, управляющий секцией гидрораспределителя. Воздух из пневмосистемы поступит к пневмоцилинду гидрораспределителя 3 и сместит его золотник в крайнее левое положение. При этом сливная полость гидрораспределителя перекроется, а напорная соединится с магистралью гидроцилиндра 5.

Подвод воздуха от пневмосистемы автомобиля

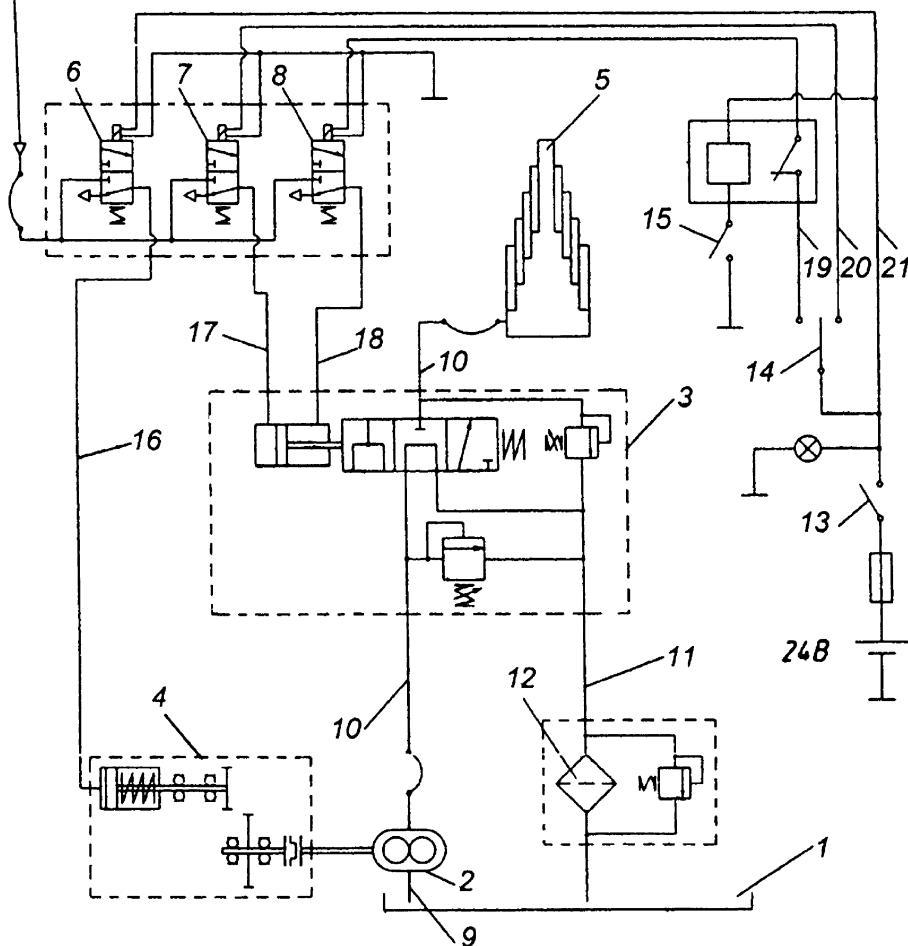


Рис. 1. Схема механизма подъема платформы полуприцепа:

1 — масляный бак; 2 — масляный насос; 3 — гидрораспределитель; 4 — коробка отбора мощности; 5 — гидроцилиндр; 6—8 — электропневмоклапан; 9 — всасывающая магистраль; 10 — напорная магистраль; 11 — сливная магистраль; 12 — фильтр; 13 — выключатель КОМ; 14 — выключатель распределителя; 15 — выключатель ограничения хода гидроцилиндра; 16, 17, 18 — линии управления пневматические; 19, 20, 21 — линии управления электрические

Для прекращения подъема платформы необходимо отключить электропневмоклапан 8, управляющий секцией гидрораспределителя. При этом полость пневмоцилиндра гидрораспределителя 3 соединяется с окружающей средой и пружина возвращает золотник в нейтральное положение. Магистраль гидроцилиндра перекрывается, платформа останавливается в поднятом состоянии.

Для аварийного останова подъема платформы служит конечный выключатель 15 ограничения хода гидроцилиндра, который при надавливании на него гидроцилиндром отключает электропневмоклапан 8, и гидрораспределитель занимает нейтральное положение.

Для опускания платформы следует включить электропневмоклапан 7. Воздух из пневмосистемы поступит в другую полость пневмоцилиндра гидрораспределителя 3 и сместит его золотник в крайнее правое положение, магистраль гидроцилиндра соединится со сливной полостью и платформа начнет опускаться. По окончании опускания платформы необходимо отключить все электропневмоклапаны.

Проверка уровня масла и порядок заправки гидросистемы

Уровень масла в баке проверяется при опущенной платформе указателем, вмонтированным в крышку заливной горловины

конструкция

Подвод воздуха от пневмосистемы автомобиля

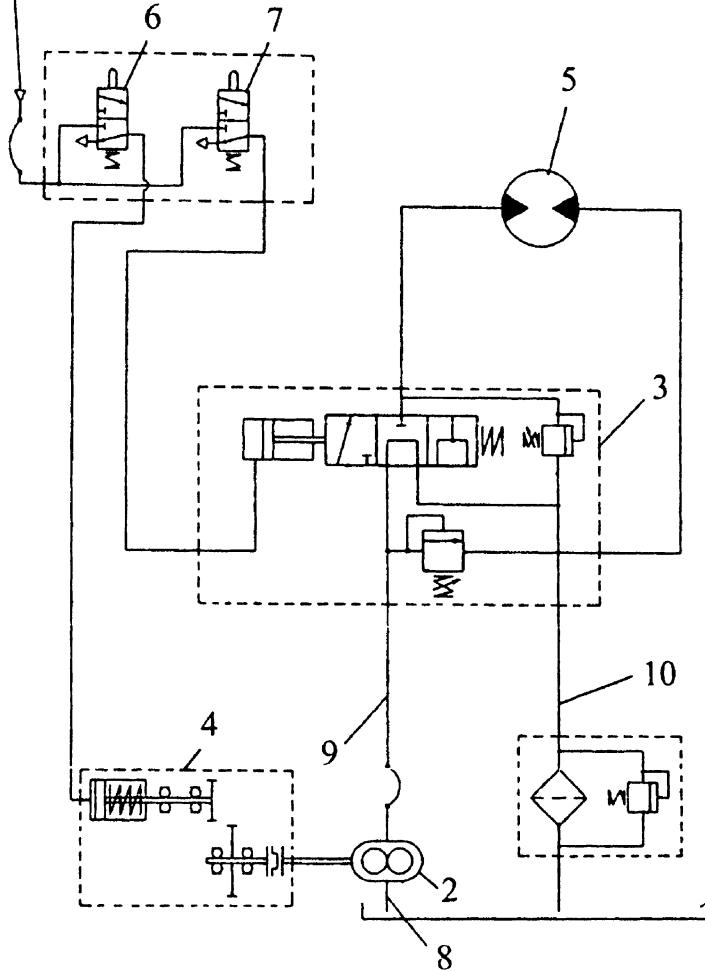


Рис. 2. Схема механизма привода насоса перекачки нефтепродуктов:

1 — бак масляный; 2 — масляный насос; 3 — гидрораспределитель; 4 — коробка отбора мощности; 5 — гидромотор привода насоса; 6, 7 — электропневмоклапан; 8 — всасывающая магистраль; 9 — напорная магистраль; 10 — сливная магистраль

бака. Уровень должен быть расположен между отметками Н и В на указателе.

Для заправки гидросистемы следует

— отвернуть крышку заливной горловины масляного бака, извлечь, промыть и вновь поставить сетчатый фильтр;

— залить масло до отметки В, нанесенной на указателе уровня масла;

— поднять и опустить платформу 3—4 раза при средней частоте вращения коленчатого вала двигателя ($1100\text{--}1300\text{ мин}^{-1}$) для прокачивания системы и удаления из нее воздуха;

— проверить уровень масла, при необходимости долить до отметки В.

Механизм привода насоса перекачки нефтепродуктов (двухпроводная гидросистема) содержит:

коробку отбора мощности с масляным насосом, предназначеннную для отбора мощности от коробки передач;

масляный насос шестеренчатого типа высокого давления. Подача насоса 85 л/мин при частоте вращения 1920 мин^{-1} ;

гидромотор привода насоса перекачки нефтепродуктов (установлен на полуприцепе);

гидрораспределитель золотникового типа, служащий для управления потоком рабочей жидкости в гидросистеме привода гидромотора;

блок электропневмоклапанов, служащий для включения КОМ и управления гидрораспределителем;

масляный бак штампосварной конструкции, снабженный фильтрами на заливной горловине и сливной магистрали;

пневмо- и гидротрубопроводы.

Производство грузовых автомобилей иностранных моделей в России в 1 квартале 2009 г.

Предприятие	01.03.2009 (ед.)	01.03.2008 (ед.)	01.03.2009 / 01.03.2008 (%)
ЗАО «Северстальавто-ИСУДЗУ» (шасси«ISUZU»)	837	353	237,1
ЗАО «Автомобили и моторы Урала»	32	46	69,6
Группа Компаний «Автотор», г. Калининград	-	77	-
ЗАО «ВТС Зеленоград»	-	126	-
ООО «Ивеко-УралАЗ», Челябинская обл.	22	107	20,6
ООО «ТАГАЗ». Ростовская обл.	474	2 299	20,6
Всего	1 365	3 008	45,4

Продолжение см. на пол. 10
(По данным ОАО "АСМ-холдинг")

Число областей техники, требующих применения автономных источников энергии, быстро растет. Чтобы удовлетворить требованиям различных потребителей энергии в конкретных условиях работы, приходится производить большое количество вариантов батарей каждой из доступных систем.

Оценка основных параметров химических источников тока

При выборе подходящего источника питания для конкретного электрического устройства или системы электрооборудования в целом необходимо учитывать многие противоречивые требования, и окончательно выбранный тип батареи, как правило, является результатом компромисса между этими требованиями. Поэтому для достижения оптимального сочетания технических характеристик источника тока необходимо направлять конструирование системы энергопитания по пути удовлетворения требований потребителя энергии в критических ситуациях.

В табл. 1 и на рис. 1–3 приведены характеристики рассмотренных выше вторичных источников тока разных электрохимических систем [1–12].

Наиболее высокие значения удельной энергии и мощности имеют серебряно-цинковые аккумуляторы. Основными недостатками, сдерживающими их широкое применение, являются небольшой срок службы и высокая стоимость. Несколько больший срок службы имеют серебряно-кадмиеевые аккумуляторы, однако они менее энергоемки.

Наиболее недорогими аккумуляторами являются свинцовые и никель-же-

Оценка и сравнение вторичных источников тока

С. А. Лебедев,
канд. техн. наук,
ст. науч. сотрудник
РВАИ

Представлена сравнительная оценка основных параметров вторичных источников тока. Указаны преимущества и недостатки химических источников тока разных электрохимических систем. Проведено сравнение химических источников тока с другими энергетическими установками. Отмечено повышение интереса к разработке комбинированного источника тока, включающего химический источник тока и накопитель энергии.

Ключевые слова: химические источники тока, сравнительная оценка, основные параметры, энергетические установки, накопитель энергии.

лезные. Свинцовые аккумуляторы могут работать при низких температурах, однако при этом ухудшаются их эксплуатационные характеристики, создавать достаточную мощность при кратковременных разрядах (стартерных режимах), имеют высокое напряжение. Это обуславливает широкое применение свинцовых аккумуляторных батарей.

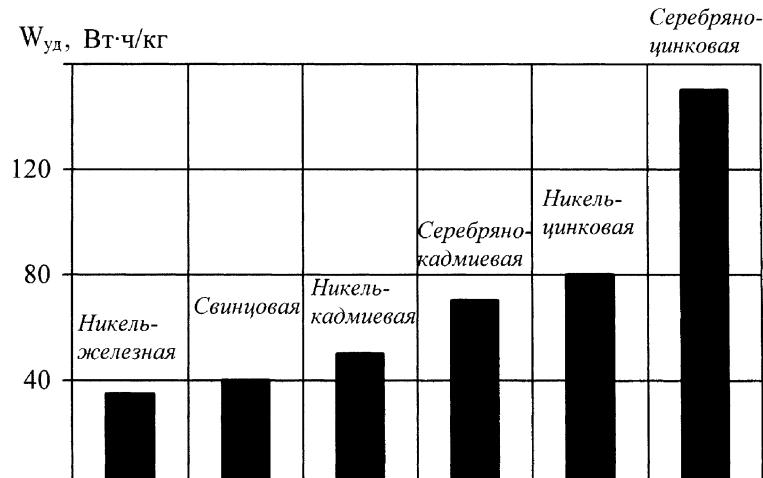


Рис. 1. Сравнение удельных энергий вторичных источников тока разных электрохимических систем

СЕГКОНСТРУКЦИЯ

Таблица 1

Основные параметры вторичных источников тока разных электрохимических систем

Основные параметры	Свинцовые	Никель-железные	Никель-кадмиеевые	Никель-цинковые	Серебряно-цинковые	Серебряно-кадмиеевые	Никель-водородные	Сульфидно-литиевые
Напряжение разомкнутой цепи $U_{\text{пц}}$, В	2,10	1,35	1,35	1,71	1,86	1,40	1,3	—
Разрядное напряжение U_p , В	2,0	1,2	1,2	1,5	1,5	1,15—1,5	1,25	1,3—1,8
КПД, %	60—70	До 47	До 50	До 75	До 85	—	60—70	—
Удельная массовая энергия $W_{\text{уд}}$, Вт · ч/кг (кДж/кг)	До 40 (145)	До 35 (до 125)	До 50 (до 180)	До 80 (до 290)	До 150 (до 540)	До 70 (до 250)	60—85 (до 300)	30—170 (до 600)
Удельная объемная энергия $W_{\text{уд}}$, Вт · ч/дм ³	До 180	До 70	До 90	До 140	До 250	До 130	45—80	—
Удельная мощность $P_{\text{уд}}$, Вт/кг	70—120	35—80	35—80	40—90	—	—	30—65	—
Ресурс, число циклов	До 500	Более 1000	Более 1000	До 300	До 200	До 500	800—5000	—
Внутреннее сопротивление $r_{\text{вн}}$, мОм	Менее 100 (батарея на 12 В)	—	100—200 (батарея на 6 В)	—	—	—	—	—
Токи нагрузки относительно емкости ($C_{\text{ном}}$) I_p :								
пиковый	6 $C_{\text{ном}}$	—	20 $C_{\text{ном}}$	4 $C_{\text{ном}}$	—	—	2 $C_{\text{ном}}$	—
наиболее приемлемый	0,2 $C_{\text{ном}}$		1 $C_{\text{ном}}$	—			—	—
Время быстрого заряда τ_3 , ч	8—16	8—10	8—10	10—12	—	—	1—4	—
Допустимый перезаряд	Высокий	—	Средний	—	—	—	—	Низкий
Сохранность в залитом состоянии, число лет	2,0	1,5—2,0	1,5—2,0	До 1,0	0,5—1,0	До 2,0	—	—
Нормальная рабочая температура τ , °C	От —35 до +50	От —40 до +60	От —40 до +60	От —40 до +70	От —40 до +70	От —40 до +70	—	От —30 до +60
Саморазряд, % в месяц	10—20	50—80	15—25	5	2—4	До 2	6—12 в сутки	4—6
Периодичность технического обслуживания	Через 3—6 мес.	—	Через 30—60 дн.	—	—	—	—	—
Относительная стоимость аккумулятора на единицу энергии	1	1,5—3	2—8	1,5—3	6—10	—	4—6	—
Относительная стоимость единицы полученной энергии	1	1—2	1—5	2—3	20—40	—	—	—
Производство	Массовое	Массовое	Массовое	Небольшими сериями	Серийное	Небольшими сериями	Небольшими сериями	Не освоено
Особенности эксплуатации	Значительное снижение емкости при увеличении тока разряда и низкой температуре	Большой саморазряд	Циклирование. Высокие токи разряда до 20 $C_{\text{ном}}$. Возможен быстрый заряд	—	Низкий ресурс	Возможна работа при низких температурах. Хорошая сохранность	Высокий саморазряд	—

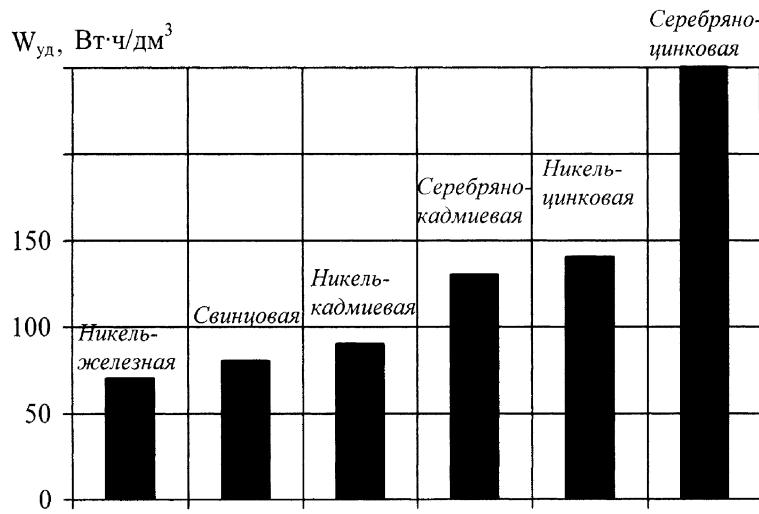


Рис. 2. Сравнение удельных объемных энергий вторичных источников тока разных электрохимических систем

К недостаткам свинцовых аккумуляторных батарей следует отнести низкую энергоемкость и невысокий ресурс, невозможность длительного хранения в разряженном состоянии.

Никель-железные аккумуляторы имеют большой ресурс и низкую стоимость, поэтому нашли широкое применение. К недостаткам этих аккумуляторов относится значительное ухудшение их характеристик при понижении температуры.

исполнении, находят все большее применение.

Большую удельную энергию и невысокую стоимость имеют никель-цинковые аккумуляторы, однако ресурс их пока невелик.

Никель-водородный аккумулятор имеет большую удельную энергию на единицу массы по сравнению с существующими аккумуляторами, кроме серебряно-цинковых, и большой срок службы. К недостат-

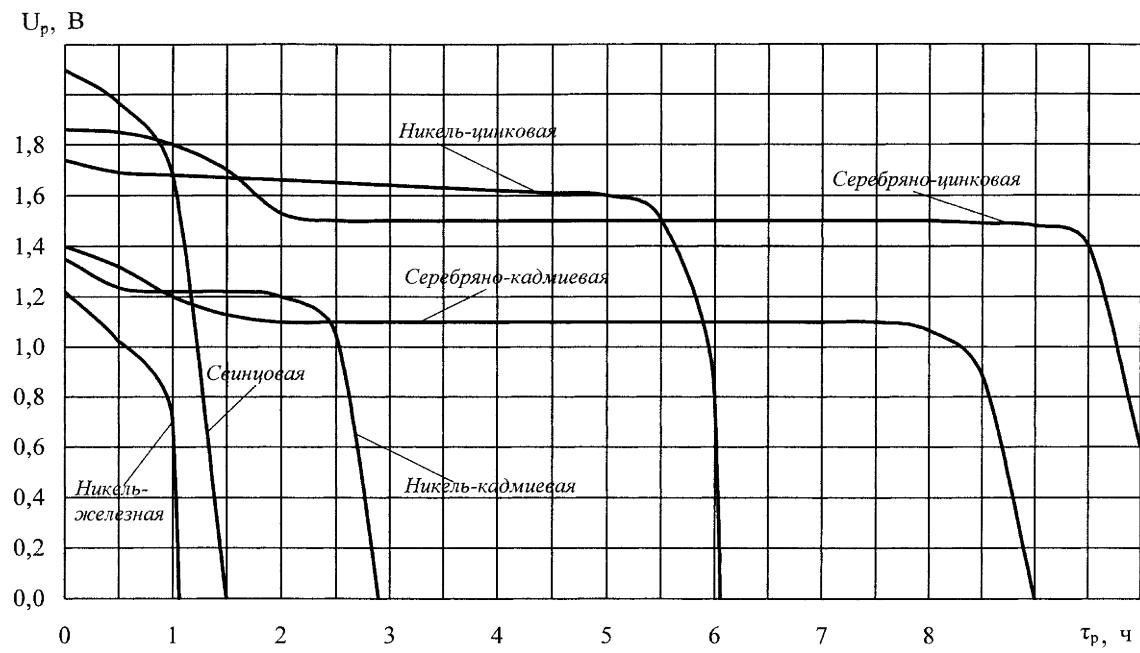


Рис. 3. Типичные разрядные характеристики вторичных источников тока разных электрохимических систем равной массы в одинаковых условиях разряда

менее чувствительны к изменению температуры никель-кадмивые аккумуляторы. Ламельные аккумуляторы могут работать несколько лет, имеют низкую стоимость и рекомендуются к использованию в условиях длительных разрядов. Более высокой удельной мощностью и способностью принимать высокие нагрузки характеризуются аккумуляторы со спеченными электродами. Несмотря на высокую стоимость, безламельные аккумуляторы, особенно в герметичном



кам его следует отнести высокий саморазряд, относительно невысокие объемные характеристики и большую стоимость.

Сравнительная оценка вторичных источников тока

Не следует забывать, что, кроме химических источников тока (ХИТ), электроэнергию получают с помощью газовых турбин, двигателей внутреннего сгорания (ДВС), солнечных батарей и т. д. Для сравнения ХИТ с другими энергоустановками их основные параметры приведены в табл. 2 [11].

Анализ табл. 1 и 2 показывает, что удельная энергия электрохимических генераторов значительно выше, чем у гальванических элементов и аккумуляторов. Кроме того, стоимость энергии, получаемой в гальванических элементах, самая высокая. Но зато электрохимические генераторы по сравнению с аккумуляторами имеют более низкие значения удельной мощности. Поэтому электрохимические генераторы можно использовать там, где определяющей является удельная энергия.

Удельные мощности, стоимость и срок службы ХИТ имеют один порядок с показателями термоионных и термоэлектрических генераторов, но КПД ХИТ в несколько раз выше КПД термоионных и термоэлектрических генераторов.

Удельная мощность и срок службы фотоэлектрического генератора выше, но КПД значительно ниже, чем у ХИТ. Однако основным недостатком фотоэлектрического генератора является его высокая стоимость.

Тепловые машины и двигатели внутреннего сгорания являются менее дорогостоящими и имеют высокую удельную мощность. Однако КПД ХИТ значительно выше.

Для анализа энергоустановок используют суммарные оценки [11]:

$$\mathcal{E} = \sum a_i \mathcal{E}_i, \quad (1)$$

где \mathcal{E} — суммарный критерий оценки; a_i — доля оценки; \mathcal{E}_i — отдельные относительные критерии оценки (удельная мощность, удельная энергия, суммарный КПД, ресурс, условия подготовки к пуску и эксплуатации, экологические и экономические критерии).

В современных условиях применения ХИТ и других энергоустановок обязательно рассматриваются критерии экологии и безопасности, экономические критерии. Суммарно критерий экологии и безопасности Z может быть оценен по уравнению:

$$Z = \sum Z_i^{B_i}, \quad (2)$$

где Z_i — отдельные критерии, учитывающие загрязнение окружающей среды газообразными, жидкими и твердыми продуктами и отходами, а также безопасность эксплуатации; B_i — показатель, учитывающий меру влияния каждого критерия экологии и безопасности.

Например, относительный критерий влияния шума равен единице для ХИТ и 0,1—0,55 для дизеля мощностью 75 кВт.

Расчеты показали, что по суммарным оценкам ХИТ по сравнению со многими другими автоном-

Таблица 2

Сравнение параметров различных энергоустановок

Наименование	Максимальный КПД	Удельная энергия, Вт · ч/кг	Максимальная мощность		Срок службы, число лет	Относительные капитальные затраты на единицу мощности	Стоимость единицы получаемой энергии
			Вт/кг	кВт/м ³			
Термоэлектрический генератор	0,10	—	50	30	3	20—30	—
Термоионный генератор	0,22	—	50	30	1,5	30—50	—
Фотоэлектрическая батарея	0,15	—	—	—	5	10 ⁴	—
Электрохимический генератор	0,70	300—1300	70—200	50—200	Более 2	10—50	1—20
Электрохимический аккумулятор	0,75	10—130	До 500	До 900	0,5—10	5—40	1—20
Разрабатываемые аккумуляторы	0,70—0,80	До 500	До 800	—	—	2—10	1—10
Гальванический элемент	0,80	20—350	—	270	—	130	20—500
Атомная станция	0,32	—	—	—	30	25—40	—
Газовая турбина	0,20	—	1600	1900	30	8—10	—
Бензиновый двигатель	0,27	300—600	800	300	5	1	1
Дизель	0,42	—	320	320	10	2—3	0,3

Примечание. Стоимость бензинового двигателя и получаемой в нем энергии приняты за единицу.

ными энергоустановками обладают рядом достоинств, в том числе:

- безвредностью;
- отсутствием шума и вибрации;
- высоким КПД и отсутствием потребления реагентов в нерабочем состоянии;
- модульной конструкцией, позволяющей получать установки различной мощности и напряжения и размещать их в пространстве разной формы;
- простотой эксплуатации и хранения;
- достаточно высокой надежностью;
- возможностью работы при широких пределах внешнего давления и температуры;
- высокой степенью скрытности, что имеет большое значение для военных объектов.

Применение накопителей энергии для повышения мощности источника тока

Однако в настоящее время все больший интерес представляет разработка комбинированного источника тока, состоящего из ХИТ и накопителя энергии. В таком источнике сочетаются достоинства ХИТ (высокая удельная энергия) и накопителя энергии (более высокая удельная мощность). Применение комбинированного источника тока целесообразно в случае, когда график нагрузки имеет относительно кратковременные пики.

Современная военная техника выдвигает повышенные требования к качественным показателям энергетических установок. В этом плане возрастает актуальность применения накопителей энергии, обеспечивающих решение целого ряда проблем накопления, хранения, преобразования энергии, реализацию оптимальных режимов работы оборудования, питание потребителей с нестандартными параметрами.

Накопители энергии находят все более широкое применение в электроэнергетических системах, автономных энергетических установках, транспортных системах, бортовом оборудовании, технологической аппаратуре и т. п.

В общем виде под накопителем энергии понимается устройство [13], позволяющее накапливать в нем энергию какого-либо вида в течение периода заряда τ_3 , а затем пе-

редавать существенную часть этой энергии нагрузке в течение периода разряда τ_p . Взаимосвязь параметров накопителя при заряде и разряде определяется законом сохранения энергии

$$P_3\tau_3\eta = P_p\tau_p, \quad (3)$$

где P_3 и P_p — средние значения мощностей зарядного и разрядного процессов; η — КПД накопителя.

Значения τ_3 и τ_p , а также энергетические показатели при заряде и разряде могут сильно различаться. Соответственно существует несколько основных направлений использования накопителей.

Во-первых, их основная роль может сводиться к аккумулированию избыточной энергии при отключении значительной части потребителей и последующему использованию накопленной энергии в периоды интенсивного энергопотребления. При этом значения τ_3 и τ_p имеют примерно одинаковый порядок, а показатели энергии при заряде и разряде достаточно близки. Примером такого накопителя может быть накопитель энергии, применяемый в составе комбинированной силовой установки (двигатель внутреннего сгорания и электродвигатель), запасающий электрическую энергию при торможении и отдающий ее при начале движения автомобиля.

Во-вторых, основным назначением накопителей может быть преобразование энергии различного вида.

В-третьих, накопители в соответствующих режимах обеспечивают преобразование необходимых показателей определенного вида энергии. Если, например, в накопителе любого типа $\tau_p \ll \tau_3$, то из формулы (3) следует, что $P_p \gg P_3$, т. е. мощность, отдаваемая накопителем нагрузке, во много раз превышает мощность, потребляемую им при заряде от первичного источника энергии, т. е. накопитель выполняет функцию трансформатора мощности. Емкостный накопитель позволяет отдавать на нагрузку токи, во много раз большие, чем при его заряде. В индуктивном накопителе за счет ЭДС самоиндукции при коммутации цепи можно получить напряжения, значительно превышающие напряжения источника питания.



Таблица 3
Характерные показатели накопителей энергии

Накопитель	Удельная энергия, Дж/г	Время отдачи энергии, с
Со статической активной зоной:	$10^2 - 10^3$	$1 - 10^5$
химический	1—10	$10^{-3} - 10$
индуктивный	0,1—0,5	$10^{-6} - 10^{-2}$
С динамической активной зоной:	$10 - 10^3$	$1 - 10^3$
механический	1—10	$10^{-2} - 10$
электромеханический	0,05—1	$10^{-3} - 10^{-2}$
электродинамический		

Таким образом, накопители энергии образуют обширный класс энергетических устройств с широким спектром функциональных возможностей. Каждый из типов накопителей энергии имеет свои специфические особенности, определяющие основную направленность научно-технических разработок при его реализации.

Особое значение для накопителей всех типов имеет согласование их характеристики с параметрами первичных источников энергии, нагружочных элементов, коммутационной аппаратуры и т. д. Все типы накопителей энергии имеют свои характерные энергетические показатели, режимы работы, особенности конструктивного и схемотехнического исполнения, определяющие рациональные области их использования.

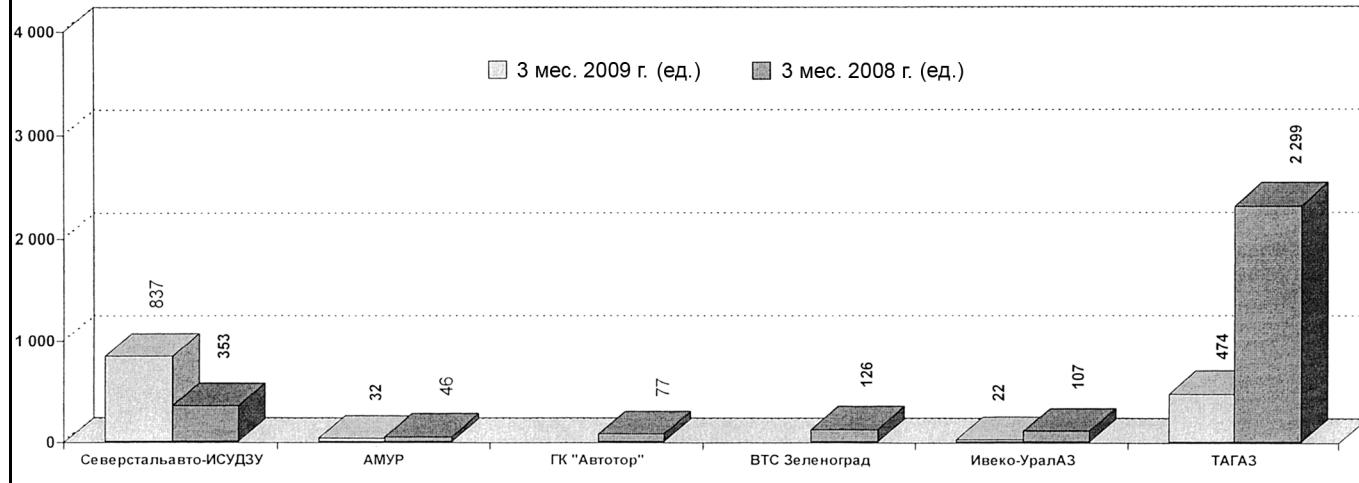
В табл. 3 [13] приведены типичные значения удельной энергии и времени отдачи энергии разных

типов накопителей. Приведенные данные дают представление о многообразии типов и широте диапазона главных показателей различных накопителей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Таганова, А. А. Герметичные химические источники тока. Элементы и аккумуляторы. Оборудование для испытаний и эксплуатации: справочник [Текст] / А. А. Таганова, Ю. И. Бубнов, С. Б. Орлов. — СПб.: Химиздат, 2005. — 264 с.
2. Багоцкий, В. С. Химические источники тока [Текст] / В. С. Багоцкий, А. М. Скундин. — М.: Энергоатомиздат, 1981. — 360 с.
3. Варыпаев, В. Н. Химические источники тока [Текст] / В. Н. Варыпаев, М. А. Дасоян, В. А. Никольский. — М.: Высш. шк., 1990. — 240 с.
4. Бадаев, Ф. З. Элементы электрохимии. Химические источники тока [Текст]: учеб. пособие / Ф. З. Бадаев, В. А. Батюк, В. Н. Горячева. — М.: Изд. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1993. — 71 с.
5. Химические источники тока [Текст]: справочник / Под ред. Н. В. Коровина и А. М. Скундина. — М.: Изд. МЭИ, 2003. — 740 с.
6. Кромптон, Т. А. Вторичные источники тока [Текст] / Т. А. Кромптон. — М.: Мир, 1985. — 304 с.
7. Кромптон, Т. А. Первичные источники тока [Текст] / Т. А. Кромптон. — М.: Мир, 1986. — 326 с.
8. Щетина, В. А. Электромобиль: Техника и экономика [Текст] / В. А. Щетина, Ю. А. Мортовский, Б. И. Центр, В. А. Богомазов. — Л.: Машиностроение. Ленинград, отд-ние, 1987. — 253 с.
9. Чижков, Ю. П. Электрооборудование автомобилей и тракторов [Текст]: учебник / Ю. П. Чижков. — М.: Машиностроение, 2007. — 656 с.
10. Тельковцев, В. В. Основы теории и эксплуатации герметичного никель-кадмиевого аккумулятора [Текст] / В. В. Тельковцев, Б. И. Центр. — Л.: Энергоатомиздат, 1985. — 95 с.
11. Коровин, Н. В. Новые химические источники тока [Текст] / Н. В. Коровин. — М.: Энергия, 1978. — 194 с.
12. Коровин, Н. В. Электрохимическая энергетика [Текст] / Н. В. Коровин. — М.: Энергоатомиздат, 1991. — 264 с.
13. Бут, Д. А. Накопители энергии [Текст]: учеб. пособие / Д. А. Бут, Б. Л. Алиевский, С. Р. Мизюрин, П. В. Васюкевич. — М.: Энергоатомиздат, 1991. — 400 с.

Производство грузовых автомобилей иностранных моделей в России в 1 квартале 2009 г. (Продолжение)



В ходе проработки новой модели и серийного ее производства часто внедряются конструктивно-технологические разработки, направленные на усовершенствование конструкции, повышение ее надежности, технологичности производства, снижение материоемкости, улучшение комфортабельности и удобства управления, экологичности и т. д. Конструкторско-технологические новшества тем или иным образом оказывают влияние на потребительские свойства автомобиля в эксплуатации.

В процессе проектирования конструктору приходится выбирать наиболее совершенное как с технической, так с экономической точек зрения одно решение из множества альтернативных вариантов. Это довольно сложная задача, так как на стадии разработки учесть влияние всех конструктивно-технологических факторов на долговечность детали невозможно. Для разработчика особую ценность представляет знание влияния конструктивно-технологических факторов на долговечность конкретной конструкции. Эти знания накапливаются на основе опыта стендово-дорожной доводки, успешно зарекомендовавшей себя в процессе эксплуатации конструкций.

Рассмотрим на примере шаровых опор ведущих управляемых мостов (ВУМ) полноприводных автомобилей отработку конструкции с точки зрения обеспечения долговечности.

Практика стендовых испытаний ВУМ полноприводных автомобилей грузоподъемностью 6 т показала, что наиболее "слабым" элементом агрегата являются шаровые опоры. Поломка шаровых опор в стендовых условиях испытания происходит в зоне перехода полого цилиндрического стержня диаметром 105 мм во фланец (рис. 1). По конструктивным соображениям радиус галтели невозможно выполнить более чем 4 мм, так как гайки шпилек шаровой опоры опираются на поверхность галтели и изги-

Повышение долговечности шаровой опоры переднего моста грузового автомобиля

УДК 629-113
Х. А. Фасхиев,
д-р техн. наук,
ОАО "КАМАЗ"

Приведены результаты экспериментальных исследований влияния радиуса галтели шаровой опоры переднего ведущего моста грузового автомобиля на ее долговечность. Получены аналитические зависимости долговечности шаровой опоры и эффективного коэффициента концентрации напряжений от радиуса галтели в зоне перехода стержня во фланец.

Ключевые слова: шаровая опора, ведущий управляемый мост, радиус галтели, долговечность, коэффициент концентрации напряжений.

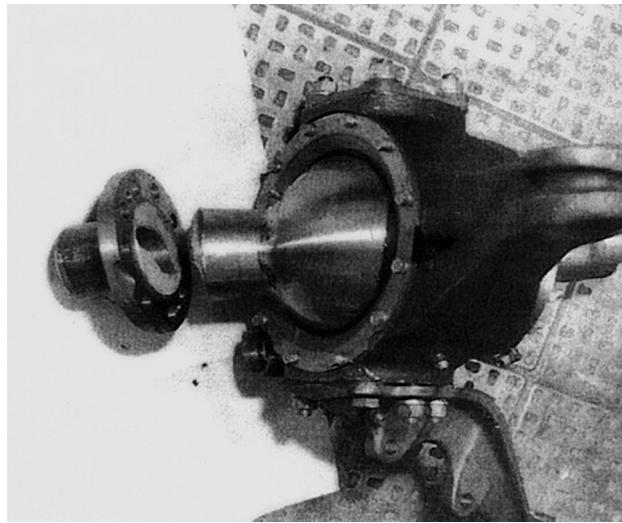


Рис. 1. Вид разрушения шаровой опоры поворотных цапф по радиусу перехода стержня во фланец

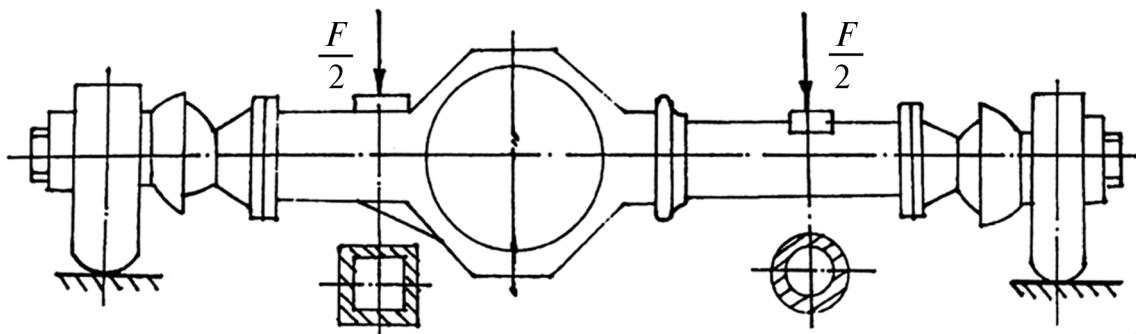


Рис. 2. Схема циклических испытаний ВУМ в сборе в стендовых условиях

бают шпильки. Конструкторам не было известно влияние радиуса галтели шаровой опоры ВУМ на ее долговечность.

Для определения влияния радиуса галтели на долговечность шаровых опор ВУМ были проведены натурные испытания шаровых опор, изготовленных из стали 40Х, улучшенных до твердости 217–255 НВ, с радиусами галтели, равными 0,5; 2,5; 4 и 8 мм. При радиусе 8 мм стержень шаровой опоры был выполнен цилиндрическим диаметром 95 мм, тогда как остальные шаровые опоры имели стержень конусной формы.

Испытания ВУМ в сборе проводились на гидропульсаторе "PZA" при гармоническом отнулевом циклическом нагружении с размахом нагрузки $F = 125$ кН, с частотой 7 Гц по схеме, показанной на рис. 2. Эта нагрузка в 2,5 раза превышала номинальную статическую нагрузку на передний ВУМ исследуемого автомобиля. Данный режим нагружения был установлен исходя из условий эксплуатационного нагружения ВУМ и ускорения испытаний [1].

Результаты испытаний 22 шаровых опор с различными радиусами галтели приведены в таблице. По результатам испытаний была установлена аналитическая зависимость долговечности шаровой опоры от радиуса галтели, которая описывается уравнением (циклы)

$$\lg N = 5 + 0,1R, \quad (1)$$

где R — радиус галтели шаровой опоры в зоне перехода стержня во фланец.

Средняя стендовая долговечность серийных шаровых опор с галтелью радиусом $R = 4$ мм равнялась $N = 0,268 \cdot 10^6$ циклов. Установлено, что для шаровых опор ВУМ полноприводных автомобилей стендовая долговечность $0,27 \cdot 10^6$ циклов, полученная при описанных выше условиях испытания, эквивалентна пробегу в эксплуатации 320 тыс. км [1].

Для обеспечения нормативного пробега автомобиля до списания, равного 350 тыс. км, без разрушений шаровой опоры радиус ее галтели в зоне перехода

Таблица
Результаты испытаний на стенде шаровых опор с различными
радиусами галтели в зоне перехода стержня во фланец

Радиус галтели, мм	№ образца	Наработка до разрушения, циклы, $N \cdot 10^{-6}$	Место разрушения
0,5	1	0,070	По переходу стержня во фланец (см. рис. 1)
	2	0,072	
	3	0,074	
	4	0,080	
	5	0,081	
	6	0,083	
	$N_{cp} = 0,076 \cdot 10^6$		
2,5	7	0,120	По переходу стержня во фланец (см. рис. 1)
	8	0,126	
	9	0,133	
	10	0,141	
	11	0,163	
	12	0,170	
	$N_{cp} = 0,142 \cdot 10^6$		
4,0	13	0,150	По переходу стержня во фланец (см. рис. 1)
	14	0,205	
	15	0,210	
	16	0,225	
	17	0,230	
	18	0,320	
	$N_{cp} = 0,268 \cdot 10^6$		
8,0	19		По переходу стержня в шар по радиусу $R = 15$ мм (см. рис. 1)
	20		
	21		
	22		
<i>Примечание. N_{cp} — среднее значение.</i>			

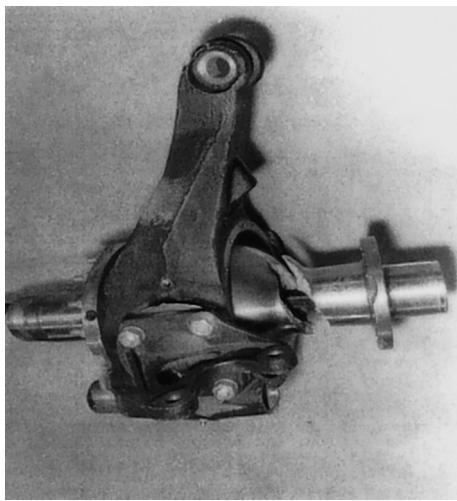


Рис. 3. Вид разрушения шаровой опоры в зоне перехода стержня в шар по радиусу $R = 15$ мм

стержня во фланец должен быть не менее 4,3 мм.

Повышение долговечности шаровых опор при увеличении радиуса галтели объясняется снижением коэффициента концентрации α , который расчетом можно определить по формуле [2]

$$\alpha = 1,0 + 1/[0,62R/t + 5,8(1 + a/R)2/(a/R)3 + 0,2(a/R)/(t/R)3(a/R + t/R)]1/2, \quad (2)$$

где $a = d/2$; $t = (D - d)/2$; D, d — диаметры ступеней стержня шаровой опоры, мм; R — радиус галтели, мм.

Для проверки достоверности коэффициентов концентрации напряжений, полученных расчетным путем по формуле (2), концентрация напряжений в шаровой опоре изучалась путем поляризационно-оптического метода. Шаровые опоры с радиусами перехода r , равными 2,52 и 4,0 мм, разрезались по осевой линии, а на поверхности сечения наклеивались фотоупругие покрытия типа PS-2В фирмы "Фотоластик" толщиной 2 мм. Элементы шаровой опоры после этого изгибались на стенде и по полученной картине изохром определялись коэффициенты концентрации напряжений, которые соответственно равнялись 2,4 и 2,0, т. е. в среднем на 15 % ниже значений, рассчитанных по формуле (2).

На основе сравнений экспериментальных значений коэффициентов концентра-

ции напряжений α с расчетными была уточнена формула (2) для их расчета в зоне галтели круглой детали. Для стальных деталей типа шаровой опоры цапфы переднего ВУМ уточненная формула имеет вид

$$\alpha = 0,7 + 1/[0,62R/t + 5,8(1 + a/R)2/(a/R)3 + 0,2(a/R)/(t/R)3(a/R + t/R)]1/2. \quad (3)$$

Отличие формулы (3) от формулы (2) в том, что первый член суммы равен 0,7 вместо 1. Точность определения α по формуле (3) повышается на 15 %, что было установлено исследованиями напряженно-деформированного состояния шаровой опоры поляризационно-оптическим методом.

Знание коэффициента концентрации напряжений необходимо для расчета эффективного коэффициента концентрации напряжений, используемого при расчетах долговечности деталей. Эффективные коэффициенты концентрации напряжения $K_{\text{эфф}}$ определяются из соотношения [2]

$$K_{\text{эфф}} = 1 + q(\alpha - 1), \quad (4)$$

где q — коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений.

Экспериментальные значения эффективного коэффициента концентрации напряжений, определенные в шаровых опорах, отличались от расчетных значений, полученных по формулам (3), (4), не более чем на 16 %, что приемлемо для применения в расчетах долговечности деталей, нагружаемых в эксплуатации случайными нагрузками.

Таким образом, результаты исследований позволили установить зависимость долговечности шаровых опор от радиуса галтели в опасном сечении. Предлагаемые аналитические выражения позволяют на этапе разработки установить рациональные размеры радиуса галтели шаровой опоры и определить более точное значение эффективного коэффициента концентрации напряжений ступенчатых цилиндрических деталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фасхиев, Х. А. Нормы прочности для деталей передних ведущих мостов [Текст] / Х. А. Фасхиев, Ф. А. Шамсутдинов // Автомобильная промышленность. — 1996. — № 2. — С. 19–22.
2. Когаев, В. П. Расчет деталей машин и конструкций на прочность и долговечность [Текст] / В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. — М.: Машиностроение, 1985. — 224 с.



Численное моделирование аэродинамических характеристик автомобиля

Рис. 1 и 4 см. на 2-й полосе обложки, рис. 2 и 3 соответственно на 3-й и 4-й полосах

Предложен метод расчета аэродинамических характеристик обтекания автомобиля на основе конечно-разностных аппроксимаций Навье-Стокса. Показано удовлетворительное согласование экспериментальных и расчетных данных по аэродинамическому коэффициенту для различных пространственных объектов.

Ключевые слова: автомобиль, аэродинамическое сопротивление, воздушный поток, завихрение, коэффициент обтекания, модель, область давления, плотность среды.

Введение. Аэродинамическое сопротивление автомобиля обусловлено движением последнего с некоторой относительной скоростью в окружающей воздушной среде. Среди всех сил, составляющих сопротивление движению автомобиля, эта сила представляет наибольший интерес в свете возрастающих скоростей движения транспортных средств. Уже при скорости движения 50–60 км/ч она превышает любую другую силу сопротивления движению автомобиля, а при скорости 100–120 км/ч превосходит все их вместе взятые [1]. Следует отметить, что на сегодняшний день не существует методик теоретического расчета силы аэродинамического сопротивления, а поэтому она определяется только экспериментально. Конечно, целесообразно было бы еще на стадии проектирования произвести количественную оценку аэродинамики автомобиля и, изменяя определенным образом форму кузовных деталей, оптимизировать ее. Однако решить данную задачу не так просто. Найти выход из сложившейся ситуации, конечно же, пытались. В частности, путем создания каталогов, где значе-

нию основных параметров формы объекта соответствовало его аэродинамическое сопротивление. Такой подход оправдывает себя лишь в случаях его применения к относительно простым в аэродинамическом отношении телам. Число же параметров, описывающих геометрию легкового автомобиля, слишком велико, и отдельные потоки находятся в весьма сложном взаимодействии друг с другом, так что и в этом случае применение аэродинамики является непростым делом.

Метод моделирования. Применительно к автомобильной технике аэродинамическое сопротивление можно представить как сумму нескольких его составляющих. К ним относятся:

- сопротивление формы;
- сопротивление трения о наружные поверхности;
- сопротивление, вызываемое выступающими частями автомобиля;
- внутреннее сопротивление.

Сопротивление формы еще называют сопротивлением давления, или лобовым сопротивлением. Сопротивление формы является основной составляющей сопротивления воздуха, оно достигает 60 % общего сопротивления. Механизм возникновения этого вида сопротивления следующий. При движении транспортного средства в окружающей воздушной среде происходит сжатие набегающего потока воздуха в передней части автомобиля. В результате создается область повышенного давления. Под его влиянием потоки воздуха устремляются к задней части автомобиля. Скользя по его поверхности, они обтекают контур автомобиля. Однако в некоторый момент начинает проявляться явление отрыва элементарных потоков от обтекаемой ими поверхности и образование в этих местах завихрений. В задней части автомобиля воздушный поток окончательно срывается с его кузова. Это

способствует образованию здесь области пониженного давления, куда постоянно подсасывается воздух из окружающего воздушного пространства. Иллюстрацией наличия зоны пониженного давления являются пыль и грязь, оседающие на элементы конструкции задней части транспортного средства. За счет различия давлений воздуха впереди и сзади автомобиля создается сила лобового сопротивления. Чем позже происходит срыв воздушного потока с обтекаемой поверхности и соответственно меньше область пониженного давления, тем меньшей будет и сила лобового сопротивления.

При оценке аэродинамического сопротивления одной из важнейших характеристик является коэффициент обтекания, который нашел широкое применение в аэrodинамической теории автомобиля [2]. Эти коэффициенты определяются в основном на экспериментальных установках [3]. Теоретический расчет и физический смысл аэrodинамических коэффициентов непосредственно связаны с формулой [4]:

$$C = R / (\rho_\infty V^2 / 2S), \quad (1)$$

где R — результирующая аэродинамическая сила (определяется экспериментально); V — скорость движения тела или среды; S — площадь проекции тела на плоскость, перпендикулярную движению; ρ_∞ — плотность среды на бесконечном удалении от объекта.

При обтекании тела движущейся воздушной средой в приграничных зонах тела создается сложная конфигурация пространственного поля давлений, которая и формирует результирующую силу. С течением времени это поле давлений, а значит, и результирующая сила, меняется, что влияет на величину аэродинамических коэффициентов. Анализ литературных данных показал, что информация о значениях нестационарного коэффициента C крайне противоречива.

Целью настоящей работы являлось численное моделирование аэродинамических характеристик и разработка метода теоретического расчета коэффициента C на примере 3d-объектов (куб, шар, пластина, конус). Дальнейшее развитие этого метода планируется распространить на автомобильную технику.

В основу расчета были положены трехмерная модель, включающая уравнение Навье-Стокса,

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial V_x}{\partial \tau} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z} &= \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\eta}{\rho} \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial z^2} \right); \\ \frac{\partial V_y}{\partial \tau} + V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial z} &= \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\eta}{\rho} \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial z^2} \right); \\ \frac{\partial V_z}{\partial \tau} + V_x \frac{\partial V_z}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} &= \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\eta}{\rho} \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

и уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \left(\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) \rho = 0, \quad (3)$$

где τ — время; x, y, z — декартовы координаты (ось Y направлена вертикально); V_x, V_y, V_z — проекции скорости газа на координатные оси X, Y, Z соответственно; P — давление воздуха; ρ — плотность воздуха; $\eta = 1,718 \cdot 10^{-5}$ Н · с/м² — динамическая вязкость воздуха.

Давление в каждой точке воздушного пространства вычислялось из плотности по уравнению Менделеева-Клапейрона:

$$P = \frac{\rho}{M} RT, \quad (4)$$

где $T = 293$ К — постоянная температура воздуха; $M = 0,029$ кг/моль — молярная масса воздуха; $R = 8,3144$ Дж/(моль · К) — универсальная газовая постоянная.

На границе между воздухом и огибающим твердым объектом соблюдались условия: $P_{\text{в}} = P_{\text{т}}, V_x = V_y = V_z = 0$ м/с.

На границе между воздухом и движущейся землей соблюдались условия: $P_{\text{в}} = P_{\text{т}}, V_x = 25$ м/с, $V_y = V_z = 0$ м/с, т. е. воздух и земля движутся равномерно со скоростью 25 м/с по направлению координатной оси X .



На границах пространства моделирования, перпендикулярных оси X , соблюдались условия: $\rho = 1,25 \text{ кг}/\text{м}^3$, $V_x = 25 \text{ м}/\text{с}$, $V_y = V_z = 0 \text{ м}/\text{с}$. На остальных границах пространства моделирования (верхней и двух боковых) соблюдалось условие: $\rho = 1,25 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Модель была реализована в конечно-разностных аппроксимациях, которые были использованы для разработки специальной программы:

$$\begin{aligned} & \frac{V_x(x, y, z, \tau + \Delta\tau) - V_x(x, y, z, \tau)}{\Delta\tau} = \\ & = -\frac{1}{\rho} \frac{P(x + \Delta x, y, z, \tau) - P(x - \Delta x, y, z, \tau)}{2\Delta x} + \\ & + \frac{\eta}{\rho} \left(\frac{V_x(x + \Delta x, y, z, \tau) - 2V_x(x, y, z, \tau) + V_x(x - \Delta x, y, z, \tau)}{\Delta x^2} + \right. \\ & + \frac{V_x(x, y + \Delta y, z, \tau) - 2V_x(x, y, z, \tau) + V_x(x, y - \Delta y, z, \tau)}{\Delta y^2} + \\ & + \frac{V_x(x, y, z + \Delta z, \tau) - 2V_x(x, y, z, \tau) + V_x(x, y, z - \Delta z, \tau)}{\Delta z^2} \left. \right) - \\ & - V_x \frac{V_x(x + \Delta x, y, z, \tau) - V_x(x - \Delta x, y, z, \tau)}{2\Delta x} - \\ & - V_y \frac{V_x(x + \Delta x, y, z, \tau) - V_x(x - \Delta x, y, z, \tau)}{2\Delta y} - \\ & - V_z \frac{V_x(x + \Delta x, y, z, \tau) - V_x(x - \Delta x, y, z, \tau)}{2\Delta z}; \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & \frac{V_y(x, y, z, \tau + \Delta\tau) - V_y(x, y, z, \tau)}{\Delta\tau} = \\ & = -\frac{1}{\rho} \frac{P(x, y + \Delta y, z, \tau) - P(x, y - \Delta y, z, \tau)}{2\Delta y} - g + \\ & + \frac{\eta}{\rho} \left(\frac{V_y(x + \Delta x, y, z, \tau) - 2V_y(x, y, z, \tau) + V_y(x - \Delta x, y, z, \tau)}{\Delta x^2} + \right. \\ & + \frac{V_y(x, y + \Delta y, z, \tau) - 2V_y(x, y, z, \tau) + V_y(x, y - \Delta y, z, \tau)}{\Delta y^2} + \\ & + \frac{V_y(x, y, z + \Delta z, \tau) - 2V_y(x, y, z, \tau) + V_y(x, y, z - \Delta z, \tau)}{\Delta z^2} \left. \right) - \\ & - V_x \frac{V_y(x + \Delta x, y, z, \tau) - V_y(x - \Delta x, y, z, \tau)}{2\Delta x} - \\ & - V_y \frac{V_y(x + \Delta x, y, z, \tau) - V_y(x - \Delta x, y, z, \tau)}{2\Delta y} - \\ & - V_z \frac{V_y(x + \Delta x, y, z, \tau) - V_y(x - \Delta x, y, z, \tau)}{2\Delta z}; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} & \frac{V_z(x, y, z, \tau + \Delta\tau) - V_z(x, y, z, \tau)}{\Delta\tau} = \\ & = -\frac{1}{\rho} \frac{P(x, y, z + \Delta z, \tau) - P(x, y, z - \Delta z, \tau)}{2\Delta y} + \\ & + \frac{\eta}{\rho} \left(\frac{V_z(x + \Delta x, y, z, \tau) - 2V_z(x, y, z, \tau) + V_z(x - \Delta x, y, z, \tau)}{\Delta x^2} + \right. \\ & + \frac{V_z(x, y, z + \Delta y, \tau) - 2V_z(x, y, z, \tau) + V_z(x, y - \Delta y, z, \tau)}{\Delta z^2} + \\ & + \frac{V_z(x, y, z + \Delta z, \tau) - 2V_z(x, y, z, \tau) + V_z(x, y, z - \Delta z, \tau)}{\Delta x^2} \left. \right) - \\ & - V_x \frac{V_z(x + \Delta x, y, z, \tau) - V_z(x - \Delta x, y, z, \tau)}{2\Delta x} - \\ & - V_y \frac{V_z(x + \Delta x, y, z, \tau) - V_z(x - \Delta x, y, z, \tau)}{2\Delta y} - \\ & - V_z \frac{V_z(x + \Delta x, y, z, \tau) - V_z(x - \Delta x, y, z, \tau)}{2\Delta z}; \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\rho(x, y, z, \tau) - \rho(x, y, z, \tau)}{\Delta\tau} = \\ & = \left(\frac{V_x(x - \Delta x, y, z, \tau) - V_x(x + \Delta x, y, z, \tau)}{2\Delta x} + \right. \\ & + \frac{V_y(x, y - \Delta y, z, \tau) - V_y(x, y + \Delta y, z, \tau)}{2\Delta y} + \\ & + \left. \frac{V_z(x, y, z - \Delta z, \tau) - V_z(x, y, z + \Delta z, \tau)}{2\Delta z} \right) \rho(x, y, z, \tau), \end{aligned} \quad (8)$$

где $V_x(x, y, z, \tau)$, $V_y(x, y, z, \tau)$, $V_z(x, y, z, \tau)$ — проекции скорости воздуха в момент времени τ в точке с координатами (x, y, z) на оси X , Y , Z соответственно; $P(x, y, z, \tau)$ — давление воздуха в точке с координатами (x, y, z) ; $\rho(x, y, z, \tau)$ — плотность воздуха в точке с координатами (x, y, z) .

В компьютерной реализации модель представляется собой некоторое пространство, разделенное на элементы прямоугольной формы с размерами $\Delta x_i \times \Delta y_j \times \Delta z_k$, где $i = 0, \dots, I, j = 0, \dots, J$ и $k = 0, \dots, K$ — номер элемента по оси X , Y и Z соответственно. Каждый элемент, кроме элементов, находящихся на границе моделируемого пространства, соседствует с шестью другими элементами. Состояние элемента с координатами (i, j, k) описывается величинами P_{ijk} , ρ_{ijk} , V_{xijk} , V_{yijk} , V_{zijk} , S_{ijk} , соответствующими давлению, плотности, скорости воздуха и материалу в области пространства, занимаемой элементом. Причем величина S_{ijk} принимает три значения: 0 — элемент расположен в воздушной области пространства, 1 —

элемент попал в область пространства объекта, 2 — элемент попал в область пространства земли.

Моделирование сводилось к расчету трехмерных полей скорости и давления для времени $\tau + \Delta\tau$ на основании полей скорости и давления для времени τ , рассчитанных на предыдущем такте моделирования. Такт моделирования состоял из двух этапов. На первом этапе рассчитывались новые компоненты скорости V_x, V_y, V_z по формулам (5)–(7) во всех элементах модели, у которых $S_{ijk} = 0$. На втором этапе рассчитывались новые значения плотности ρ и давления P по формулам (8) и (4) во всех элементах модели, у которых $S_{ijk} = 0$.

Результаты моделирования. Для моделирования аэродинамического обдува 3d-объекта была использована схема, представленная на рис. 1. Для определенности начальная скорость обдува была принята 25 м/с, причем тело находилось на расстоянии 0,5 м над землей. Для выполнения расчетов была разработана программа "ПроАэроДин", которая использовалась для моделирования процесса и вычисления трехмерных полей скоростей и давлений, а также построения векторного поля скоростей. При расчете коэффициентов была использована методика, суть которой состояла в определении давления на границе воздух — объект. В качестве 3d-объектов использовали куб, шар, пластины, конус и упрощенную модель автомобиля. Объемное изображение модели строили в графическом редакторе Solid Works. Далее файл в формате .stl считывали в программу "ПроАэроДин", в которой и проводилось моделирование.

В процессе компьютерного моделирования в приграничных областях пространства объекта возникали сильно изменяющиеся колебательные процессы, которые значительно ослабевали через 2–3 с моделируемого времени (шаг по времени составлял 0,0001 с). Однако характеристики процесса обтекания воздухом на протяжении всего времени моделирования оставались колебательными, обусловленными сложными вихревыми потоками, особенно сзади объекта. На рис. 2 представлены поля скоростей с направлениями потоков для модели-

руемых тел. Как видно из рисунка, при моделировании обдува пластины имеется несколько областей, образованных вихрем. Позади пластины выделены три затемненные области с завихрениями воздуха. Сложное движение воздуха происходит вблизи поверхности земли (рис. 2, а). Очень сложная картина движения воздуха наблюдается при обтекании куба (рис. 2, б). На верхней грани куба видно сложное распределение воздушных потоков. Значения скоростей над кубом изменяются от 0,6 до 29 м/с. Сложные поля распределения скоростей наблюдаются и для конуса. Следует отметить, что изображенные поля скоростей относятся к средним сечениям 3d-тел. Анализ объемной картины с проходом по разным сечениям тел показывает еще более сложный характер распределения скоростей в пространстве. По-видимому, одной из причин сложного пространственного распределения скоростного поля является нестационарность процесса. Вихревой характер скоростных потоков, по-видимому, вызван и условиями моделирования, т. е. наличием нижней непроницаемой плоскости, имитирующей землю.

Результаты полученных расчетов по распределению скоростей и давлений показывают необходимость в разработке обобщенных аэродинамических характеристик для рассчитываемой области, так как практический анализ всего трехмерного поля давлений и скоростей является довольно сложным. В связи с этим была поставлена задача — разработать теоретический метод оценки аэродинамических коэффициентов для заданных поверхностей тела. Сущность этого метода состоит в том, что поверхность тела разбивается на шесть участков, соответствующих виду спереди (x_1), сзади (x_2), снизу (y_1), сверху (y_2), слева (z_1) и справа (z_2). Исходя из этого, аэродинамический коэффициент рассчитывается для шести частей, каждой из которых соответствуют усредненные характеристики давлений. По давлениям рассчитывались силы и соответствующие им аэродинамические коэффициенты $C_{x1}, C_{x2}, C_{y1}, C_{y2}, C_{z1}, C_{z2}$:



$$C_{x1} = \frac{2\xi \sum_{i=0}^I \sum_{j=0}^J \sum_{k=0}^K \begin{cases} (P_{ijk} - P_\infty) \Delta y_j \Delta z_k, & \text{если } S_{ijk} = 0 \text{ и } S_{i+1jk} = 1 \\ 0, & \text{если } S_{ijk} \neq 0 \text{ или } S_{i+1jk} \neq 1 \end{cases}}{\rho_\infty V_\infty^2 \sum_{i=0}^I \sum_{j=0}^J \sum_{k=0}^K \begin{cases} \Delta y_j \Delta z_k, & \text{если } S_{ijk} = 0 \text{ и } S_{i+1jk} = 1 \\ 0, & \text{если } S_{ijk} \neq 0 \text{ или } S_{i+1jk} \neq 1 \end{cases}}; \quad (9)$$

$$C_{x2} = \frac{2\xi \sum_{i=0}^I \sum_{j=0}^J \sum_{k=0}^K \begin{cases} (P_{ijk} - P_\infty) \Delta y_j \Delta z_k, & \text{если } S_{ijk} = 0 \text{ и } S_{i-1jk} = 1 \\ 0, & \text{если } S_{ijk} \neq 0 \text{ или } S_{i-1jk} \neq 1 \end{cases}}{\rho_\infty V_\infty^2 \sum_{i=0}^I \sum_{j=0}^J \sum_{k=0}^K \begin{cases} \Delta y_j \Delta z_k, & \text{если } S_{ijk} = 0 \text{ и } S_{i-1jk} = 1 \\ 0, & \text{если } S_{ijk} \neq 0 \text{ или } S_{i-1jk} \neq 1 \end{cases}}; \quad (10)$$

$$C_{y1} = \frac{2\xi \sum_{i=0}^I \sum_{j=0}^J \sum_{k=0}^K \begin{cases} (P_{ijk} - P_\infty) \Delta x_i \Delta z_k, & \text{если } S_{ijk} = 0 \text{ и } S_{ij-1k} = 1 \\ 0, & \text{если } S_{ijk} \neq 0 \text{ или } S_{ij-1k} \neq 1 \end{cases}}{\rho_\infty V_\infty^2 \sum_{i=0}^I \sum_{j=0}^J \sum_{k=0}^K \begin{cases} \Delta x_i \Delta z_k, & \text{если } S_{ijk} = 0 \text{ и } S_{ij-1k} = 1 \\ 0, & \text{если } S_{ijk} \neq 0 \text{ или } S_{ij-1k} \neq 1 \end{cases}}; \quad (11)$$

$$C_{y2} = \frac{2\xi \sum_{i=0}^I \sum_{j=0}^J \sum_{k=0}^K \begin{cases} (P_{ijk} - P_\infty) \Delta x_i \Delta y_j, & \text{если } S_{ijk} = 0 \text{ и } S_{ij+1k} = 1 \\ 0, & \text{если } S_{ijk} \neq 0 \text{ или } S_{ij+1k} \neq 1 \end{cases}}{\rho_\infty V_\infty^2 \sum_{i=0}^I \sum_{j=0}^J \sum_{k=0}^K \begin{cases} \Delta x_i \Delta y_j, & \text{если } S_{ijk} = 0 \text{ и } S_{ij+1k} = 1 \\ 0, & \text{если } S_{ijk} \neq 0 \text{ или } S_{ij+1k} \neq 1 \end{cases}}; \quad (12)$$

$$C_{z1} = \frac{2\xi \sum_{i=0}^I \sum_{j=0}^J \sum_{k=0}^K \begin{cases} (P_{ijk} - P_\infty) \Delta x_i \Delta y_j, & \text{если } S_{ijk} = 0 \text{ и } S_{ijk+1} = 1 \\ 0, & \text{если } S_{ijk} \neq 0 \text{ или } S_{ijk+1} \neq 1 \end{cases}}{\rho_\infty V_\infty^2 \sum_{i=0}^I \sum_{j=0}^J \sum_{k=0}^K \begin{cases} \Delta x_i \Delta y_j, & \text{если } S_{ijk} = 0 \text{ и } S_{ijk+1} = 1 \\ 0, & \text{если } S_{ijk} \neq 0 \text{ или } S_{ijk+1} \neq 1 \end{cases}}; \quad (13)$$

$$C_{z2} = \frac{2\xi \sum_{i=0}^I \sum_{j=0}^J \sum_{k=0}^K \begin{cases} (P_{ijk} - P_\infty) \Delta x_i \Delta y_j, & \text{если } S_{ijk} = 0 \text{ и } S_{ijk-1} = 1 \\ 0, & \text{если } S_{ijk} \neq 0 \text{ или } S_{ijk-1} \neq 1 \end{cases}}{\rho_\infty V_\infty^2 \sum_{i=0}^I \sum_{j=0}^J \sum_{k=0}^K \begin{cases} \Delta x_i \Delta y_j, & \text{если } S_{ijk} = 0 \text{ и } S_{ijk-1} = 1 \\ 0, & \text{если } S_{ijk} \neq 0 \text{ или } S_{ijk-1} \neq 1 \end{cases}}; \quad (14)$$

где $i = 0, \dots, I, j = 0, \dots, J$ и $k = 0, \dots, K$ — номер элемента по координатам x, y и z ; P_{ijk} — давление в элементе с координатами (i, j, k) ; S_{ijk} — материал в элементе с координатами (i, j, k) (0 — воздух, 1 — твердое тело); $\Delta x_i, \Delta y_j, \Delta z_k$ — шаг конечно-разностной сетки для элемента с координатами (i, j, k) ; $P_\infty = 105005$ Па — давление воздуха на бесконечном удалении от объекта; $\rho_\infty = 1,25$ кг/м³ — плотность воздуха на бесконечном удалении от объекта; $V_\infty = 25$ м/с — скорость воздуха на бесконечном удалении от объекта; $\xi = 2,38$ — поправочный коэффициент.

Физический смысл этих коэффициентов сводится к характеристике аэродинамической силы. Коэффициенты C_{x1}, C_{x2} характеризуют результирующую силу давления воздуха в направлении скоростного потока (лобовое сопротивление), коэффициенты C_{y1} и C_{y2} — результирующую подъемную силу

тела над землей, коэффициенты C_{z1} и C_{z2} — боковую результирующую силу давления воздуха.

На рис. 3 представлены некоторые результаты по вычислению аэродинамического коэффициента C_x для пластины, куба, шара и конуса. По оси абсцисс отложено время моделирования (с). Из рисунка видно, что процессы носят колебательный характер для всех 3d-тел. Однако колебания аэродинамических коэффициентов находятся вблизи неких усредненных значений, которые представлены в табл. 1. Как видно из табл. 1, для пластины в направлении X спереди среднее давление положительно, а сзади отрицательно, что определяет две одинаково направленные силы F_{x1} и F_{x2} . Причем для пластины эти давления по величине близки. В направлении Y и Z аэродинамические характеристики нулевые, так как толщина пластины значительно меньше размеров самой пластины. Для куба, шара и конуса силы

Таблица 1
Усредненные по времени расчетные
аэродинамические характеристики

Тело	Параметр	Значение	Параметр	Значение	Параметр	Значение
Пластина	C_{x1}	0,500	C_{y1}	0	C_{z1}	0
	C_{x2}	-0,500	C_{y2}	0	C_{z2}	0
	P_{x1} , Па	82,09	P_{y1} , Па	0	P_{z1} , Па	0
	P_{x2} , Па	-82,1	P_{y2} , Па	0	P_{z2} , Па	0
	F_{x1} , Н	64,85	F_{y1} , Н	0	F_{z1} , Н	0
	F_{x2} , Н	-64,86	F_{y2} , Н	0	F_{z2} , Н	0
	S_x , м ²	0,79	S_y , м ²	0	S_z , м ²	0
Куб	C_{x1}	0,576	C_{y1}	-0,363	C_{z1}	-0,467
	C_{x2}	-0,438	C_{y2}	-0,338	C_{z2}	-0,467
	P_{x1} , Па	94,5	P_{y1} , Па	-59,5	P_{z1} , Па	-76,6
	P_{x2} , Па	-71,9	P_{y2} , Па	-55,4	P_{z2} , Па	-76,6
	F_{x1} , Н	212,63	F_{y1} , Н	-133,9	F_{z1} , Н	-172,4
	F_{x2} , Н	-161,8	F_{y2} , Н	-124,7	F_{z2} , Н	-172,4
	S_x , м ²	2,25	S_y , м ²	2,25	S_z , м ²	2,25
Шар	C_{x1}	0,186	C_{y1}	-0,192	C_{z1}	-0,239
	C_{x2}	-0,287	C_{y2}	-0,253	C_{z2}	-0,239
	P_{x1} , Па	30,58	P_{y1} , Па	-31,5	P_{z1} , Па	-39,2
	P_{x2} , Па	-47,1	P_{y2} , Па	-41,6	P_{z2} , Па	-39,2
	F_{x1} , Н	24,16	F_{y1} , Н	-24,89	F_{z1} , Н	-30,97
	F_{x2} , Н	-37,2	F_{y2} , Н	-32,86	F_{z2} , Н	-30,97
	S_x , м ²	0,79	S_y , м ²	0,79	S_z , м ²	0,79
Конус	C_{x1}	0,43	C_{y1}	-0,35	C_{z1}	-0,34
	C_{x2}	-0,356	C_{y2}	-0,32	C_{z2}	-0,34
	P_{x1} , Па	70,51	P_{y1} , Па	-57,4	P_{z1} , Па	-55,6
	P_{x2} , Па	-58,37	P_{y2} , Па	-51,8	P_{z2} , Па	-55,6
	F_{x1} , Н	28,91	F_{y1} , Н	-10,73	F_{z1} , Н	-10,39
	F_{x2} , Н	-23,93	F_{y2} , Н	-9,69	F_{z2} , Н	-10,39
	S_x , м ²	0,41	S_y , м ²	0,187	S_z , м ²	0,187

Таблица 2

Сравнительные аэродинамические характеристики, полученные на основе расчетных ($C_x = C_{x1} - C_{x2}$) и экспериментальных [5] данных

Тело	Расчетные данные	Экспериментальные данные	Погрешность
Пластина	1,00	1,0	0
Куб	1,014	1,01	0,004 (0,39 %)
Шар	0,473	0,4	0,073 (18 %)
Конус	0,786	0,6	0,186 (31 %)

давления воздуха спереди и сзади по направлению потока к объекту различаются по величине, что можно видеть из табл. 1.

Вычисленные теоретические значения аэродинамических коэффициентов неплохо согласуются с известными экспериментальными данными, приведенными в табл. 2. К сожалению, представленные данные носят эмпирический характер и не ясно, для каких условий они справедливы.

На следующем этапе моделирования, используя разрабатываемую компьютерную систему "ПроАэродин", были рассчитаны поля скоростей и давлений вокруг движущегося со скоростью 25 м/с грузового автомобиля. Трехмерное изображение автомобиля было построено с помощью программы Solid Works, после чего оно было считано программой "ПроАэродин", в которой и проводился расчет поля скоростей и давлений. На рис. 4 представлено изображение поля скоростей в среднем сечении автомобиля. Как видно из рисунка вблизи поверхности образуется боль-

Таблица 3
Усредненные по времени расчетные аэродинамические характеристики автомобиля ($C_x = C_{x1} - C_{x2} = 0,924$)

Характеристика	Значение	Характеристика	Значение	Характеристика	Значение
C_{x1}	0,267	C_{y1}	-0,2	C_{z1}	-0,046
C_{x2}	-0,657	C_{y2}	0,07	C_{z2}	0,046
P_{x1} , Па	43,75	P_{y1} , Па	-32,85	P_{z1} , Па	7,57
P_{x2} , Па	-107,85	P_{y2} , Па	11,76	P_{z2} , Па	7,57
F_{x1} , Н	392	F_{y1} , Н	651,7	F_{z1} , Н	158,2
F_{x2} , Н	966	F_{y2} , Н	233,3	F_{z2} , Н	158,2
S_x , м ²	8,96	S_y , м ²	19,84	S_z , м ²	20,90

шое количество вихрей (сверху, сзади, снизу, вблизи колес). По этим данным проводился расчет аэродинамических коэффициентов на различных плоскостях автомобиля (табл. 3).

Вывод. Полученные данные по моделированию свидетельствуют о широких возможностях численных методов в применении их к расчету скоростей и давлений вблизи обтекаемых поверхностей. Для простых тел имеется удовлетворительное согласование экспериментальных и расчетных данных.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аэродинамика автомобиля: сб. статей [Текст] / Пер. с англ. Ф. Н. Шклярчука. Под. ч.-кр. АН СССР Э. И. Григорюка. — М.: Машиностроение, 1984. — 376 с.
2. Аэродинамика автомобиля [Текст] / Под. ред. В. Г. Гухо; Пер. с нем. Н. А. Юниковой; Под ред. С. П. Загородникова. — М.: Машиностроение, 1987. — 424 с.
3. Евграфов, А. Н. Аэродинамика магистральных автопоездов [Текст] / А. Н. Евграфов, М. С. Высоцкий, А. И. Титович. — Мн.: Наука и техника, 1988. — 232 с.

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТРАКТОРОВ:
учебник для студентов вузов

В.М. Шаринов

2009. – 752 с. ISBN: 978-5-94275-437-2

Цена 693 р. с НДС

Рассмотрены основные принципы конструирования и расчета тракторов. Приведены методики расчета сборочных единиц и деталей и характеристики используемых материалов.

2-е издание (1-е изд. 2004 г.) переработано и дополнено разделами по гидродинамическим передачам, гусеничному движителю и гидрообъемному рулевому управлению.

Для студентов высших учебных заведений, изучающих конструирование и расчет тракторов и автомобилей, а также для инженерно-технических работников, занимающихся разработкой новых и совершенствованием существующих моделей тракторов.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в ООО "Издательство Машиностроение" в отдел продаж, маркетинга и рекламы: по почте: 107076, г. Москва, Строгинский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU



Теоретические основы расчета зазоров в сопряжении компрессионное кольцо—канавка поршня

На зазоры между компрессионным кольцом и дном канавки поршня, боковыми поверхностями кольца и образующими канавки поршня влияют неровности рабочих поверхностей, отклонения формы и взаимного расположения поверхностей и осей деталей, зазоры в сопряжениях цилиндрапоршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма, размеры деталей. Приведены формулы для расчета указанных зазоров, необходимых для надежной работы деталей ЦПГ и двигателей.

Ключевые слова: зазоры, компрессионное кольцо, канавка поршня, расчет.

Введение

Зазоры в сопряжении компрессионное кольцо—канавка поршня влияют на надежность деталей цилиндрапоршневой группы (ЦПГ) и двигателей, расход смазочного масла на угар и пропуск газов в картер, показатели изнашивания этих деталей [1]. При этом на указанные показатели в разной степени влияют зазоры между боковыми сторонами компрессионного кольца и образующими канавки поршня Δ_c и кольцом и дном канавки Δ_d [2]. При недостаточном зазоре Δ_c происходит задир рабочих поверхностей гильз и компрессионных колец, интенсивное изнашивание гильз и колец по радиальной толщине, заклинивание колец. В случае чрезмерных значений рассматриваемого зазора наблюдаются повышенный расход масла на угар и пропуск газов в картер, вибрация колец, усиленное изнашивание канавок поршня и колец по высоте.

Чем больше зазор Δ_c , тем больше во время эксплуатации двигателей скользят боковые стороны кольца и образующие канавки поршня. Увеличение зазора Δ_d повышает расход масла на угар, пропуск газов в картер и изнашивание рабочих поверхностей компрессионных колец. Уменьшение зазора Δ_d вызывает закоксовывание и пригорание колец и, как следствие, потерю ими упругости. Следовательно, от этих зазоров зависят расход масла на угар и пропуск газов в картер, являющиеся основными показателями технического состояния и долговечности деталей ЦПГ и двигателей.

Метод расчета

До настоящего времени отсутствует единая методика расчета анализируемых зазоров. Значения Δ_c и Δ_d при производстве и ремонте автотракторных двигателей, как правило, назначают методом аналогии и уточняют в процессе длительных стендовых, ускоренных и эксплуатационных испытаний. Для бензиновых двигателей рабочим объемом 2,445; 4,25 и 6 л значения Δ_c и Δ_d по действующим ТУ одинаковы и изменяются соответственно в пределах 50–82 и 700–950 мкм. В этих двигателях, конструктивно отличающихся один от другого, действуют различные монтажные нагрузки, инерционные и газовые силы, вызывающие разные тепловые, силовые и монтажные деформации деталей. Следовательно, для надежной работы деталей ЦПГ упомянутых двигателей необходимы различные значения зазоров Δ_c и Δ_d .

Таким образом, при назначении зазоров в сопряжении компрессионное кольцо—канавка поршня не учитывают конструктивных особенностей деталей ЦПГ и двигателей, режимы работы последних, размеры, жесткость, деформации, точность обработки и сборки деталей.

Это является причиной технической необоснованности значений рассматриваемых зазоров и указывает на необходимость разработки методов их расчета.

Очевидно, что неровности рабочих поверхностей и отклонения формы деталей непосредственно влияют на значения анализируемых зазоров. При этом влияние отклонений взаимного расположения поверхностей и осей деталей, а также зазоров в сопряжениях ЦПГ и кривошипно-шатунного механизма на значения исследуемых зазоров зависит от размеров деталей. Тогда для всех режимов работы двигателей справедлива формула

$$\Delta_{ij} = \sum_1^m \Psi_i \alpha_{ki} + \sum_1^m K_i \Psi_i \gamma_i, \quad (1)$$

где Δ_{ij} — зазоры между компрессионным кольцом и дном канавки поршня, боковыми поверхностями кольца и образующими указанной канавки, необходимые для надежной работы деталей ЦПГ при пуске и установившемся тепловом режиме двигателей; m — число факторов, влияющих на зазоры; Ψ_i — передаточное отношение ($\Psi_i = 1$ — для факторов, увеличивающих зазоры, и $\Psi_i = -1$ — уменьшающих); α_{ki} — отклонения параметров деталей, непосредственно влияющих на значения зазоров с учетом размеров деталей; K_i — постоянные конструктивные коэффициенты; γ_i — отклонения взаимного расположения поверхностей и осей деталей или зазоры в сопряжениях, влияние которых на значения рассматриваемых зазоров зависит от размеров деталей.

Зазоры между компрессионным кольцом и дном канавки поршня, необходимые для надежной работы этого сопряжения и деталей ЦПГ, при прочих равных условиях будут определяться значениями зазоров между гильзой цилиндра и головкой поршня. Значения первых, обеспечивающие работу двигателей без задевания головки поршня о поверхность гильзы цилиндра, следует определять в двух плоскостях: в плоскости, проходящей через оси цилиндров и коленчатого вала, и в плоскости качания шатуна [3]. Последние определяются разными факторами. Можно принять, что зазор между кольцом и образующими канавки поршня не зависит от плоскости, где он определяется.

Тогда в общем случае наиболее вероятные значения зазоров между кольцом и дном канавки поршня в плоскости, проходящей через оси цилиндров и коленчатого вала Δ_d , и в плоскости качания шатуна Δ_q , а также между кольцом и образующими канавки поршня Δ_c , необходимые для надежной работы деталей ЦПГ, вычисляют по следующим зависимостям, полученным с учетом выражения [1].

При пуске двигателя

$$\Delta_{dp} = 2(\alpha_{k1} + \alpha_{k2} + \alpha_{k3} + \alpha_{k4}) + \alpha_{k5} + \alpha_{k6} + \alpha_{k7} + \alpha_{k8} + \alpha_{k9} + \alpha_{k10} + \alpha_{k11} + \alpha_{k12}; \quad (2)$$

$$\Delta_{cp} = 2(\alpha_{k1} + \alpha_{k2} + \alpha_{k3} + \alpha_{k4}) + \alpha_{k5} + \alpha_{k6} + \alpha_{k13}; \quad (3)$$

$$\Delta_{sp} = 2(\alpha_{k4} + \alpha_{k15}) + \alpha_{k16} + \alpha_{k17}, \quad (4)$$

где α_{k1} и α_{k2} , α_{k3} и α_{k4} — высота неровностей рабочих поверхностей гильзы цилиндра в зоне работы компрессионного кольца и дна канавки поршня, наружного и внутреннего торцов кольца; α_{k5} и α_{k6} — макроотклонения гильзы цилиндра в зоне работы компрессионного кольца и дна канавки поршня; α_{k7} , α_{k8} , α_{k9} , α_{k10} , α_{k11} и α_{k12} — увеличение зазора Δ_{dp} , вызванное действительным зазором в шатунных подшипниках коленчатого вала при пуске двигателя Δ_{sp} , непараллельностью оси шатунных шеек к оси коленчатого вала γ_1 , зазором между поршневым пальцем и втулкой верхней головки шатуна Δ_b , неперпендикулярностью оси отверстия в бобышках поршня к образующей поршня γ_2 , неперпендикулярностью оси цилиндра к оси коленчатого вала γ_3 , непараллельностью осей верхней и нижней головок шатуна γ_4 ; α_{k13} — увеличение зазора Δ_{cp} , связанное с наличием зазора между гильзой цилиндра и юбкой поршня Δ_o ; α_{k14} и α_{k15} — высота неровностей боковых поверхностей кольца и образующих канавки поршня; α_{k16} — биение образующих канавки поршня; α_{k17} — увеличение зазора Δ_{sp} , связанное с неперпендикулярностью образующих канавки поршня к оси поршня γ_8 .

При установившемся тепловом режиме двигателя

$$\Delta_{dt} = 2(\alpha_{k1} + \alpha_{k2} + \alpha_{k3} + \alpha_{k4}) + \alpha_{k8} + \alpha_{k9} + \alpha_{k10} + \alpha_{k11} + \alpha_{k12} + \alpha_{k18} + \alpha_{k19} + \alpha_{k20} + \alpha_{k21} + \alpha_{k22}; \quad (5)$$



$$\Delta_{\text{чт}} = 2(\alpha_{\text{k}1} + \alpha_{\text{k}2} + \alpha_{\text{k}3} + \alpha_{\text{k}4}) + \alpha_{\text{k}13} + \alpha_{\text{k}18} + \alpha_{\text{k}19} + \alpha_{\text{k}23} + \alpha_{\text{k}24} + \alpha_{\text{k}25} - \alpha_{\text{k}26}; \quad (6)$$

$$\Delta_{\text{ст}} = 2(\alpha_{\text{k}14} + \alpha_{\text{k}15}) + \alpha_{\text{k}27} + \alpha_{\text{k}28}, \quad (7)$$

где $\alpha_{\text{k}18}$ и $\alpha_{\text{k}19}$ — макроотклонения гильзы цилиндра в зоне работы компрессионного кольца и дна канавки поршня при их нагреве до температуры, соответствующей установившемуся тепловому режиму двигателя; $\alpha_{\text{k}20}$, $\alpha_{\text{k}21}$ и $\alpha_{\text{k}22}$ — увеличение зазора $\Delta_{\text{дт}}$, вызванное действительным зазором в шатунных подшипниках коленчатого вала при установившемся тепловом режиме двигателя $\Delta_{\text{шт}}$, ростом зазора $\Delta_{\text{в}}$ и зазора между поршневым пальцем и бобышкой поршня $\Delta_{\text{б}}$ при нагреве этих сопряжений до температуры, соответствующей рассматриваемому режиму; $\alpha_{\text{k}23}$ и $\alpha_{\text{k}24}$, $\alpha_{\text{k}25}$ — рост зазора $\Delta_{\text{чт}}$, связанный с деформацией нагруженной γ_5 и ненагруженной γ_6 сторон юбки поршня при действии нормальной силы, тепловым расширением φ_3 гильзы цилиндра при ее нагреве до температуры, соответствующей установившемуся тепловому режиму двигателя; $\alpha_{\text{k}26}$ — уменьшение зазора $\Delta_{\text{чт}}$, вызванное увеличением диаметра юбки поршня при нагреве до температуры, соответствующей упомянутому режиму; $\alpha_{\text{k}27}$ — биение образующих канавки поршня при его нагреве до температуры, соответствующей установившемуся тепловому режиму двигателя; $\alpha_{\text{k}28}$ — рост зазора $\Delta_{\text{ст}}$, вызванный неперпендикулярностью образующих канавки поршня к оси поршня при нагреве до рабочей температуры.

Угол поворота коленчатого вала φ влияет на отклонения во взаимном расположении осей коренной и шатунной шеек коленчатого вала и головок шатуна, на перпендикулярность оси цилиндров оси коленчатого вала, проекцию длины шатуна на ось гильзы цилиндра [4]. Эти факторы определяют зазоры $\Delta_{\text{дп}}$ и $\Delta_{\text{дт}}$. Следовательно, зависимости (2) и (5) для расчета зазоров $\Delta_{\text{дп}}$ и $\Delta_{\text{дт}}$ справедливы при положении поршня в ВМТ. При их расчете для работающего двигателя необходимо учитывать перекрецивание осей шеек коленчатого вала и головок шатуна, а также угол поворота вала. Изменение взаимного расположения деталей относительно оси коленчатого вала при различном угле его поворота не влияет на зазоры $\Delta_{\text{чп}}$ и $\Delta_{\text{чт}}$, $\Delta_{\text{сп}}$ и $\Delta_{\text{ст}}$. В этом случае зависимости (3), (4), (6) и (7) для расчета указанных зазоров справедливы для всех положений поршня в гильзе цилиндра.

Введем обозначение

$$\alpha_{\text{ко}} = 2(\alpha_{\text{k}1} + \alpha_{\text{k}2} + \alpha_{\text{k}3} + \alpha_{\text{k}4}), \quad (8)$$

где $\alpha_{\text{ко}}$ — параметр, зависящий от точности изготовления, восстановления или ремонта гильзы цилиндра и компрессионного кольца.

С учетом положений работ [3, 4] и уравнения (8) выражения (2)–(6) принимают следующий вид.

При пуске двигателя

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{дп}} = & \alpha_{\text{ко}} + \alpha_{\text{k}5} + \alpha_{\text{k}6} + K_8 \Delta_{\text{шп}} + K_3 \Delta_{\text{в}} + K_4 \gamma_2 + \\ & + K_9 \gamma_3 + \{K_{10} \Delta_{\text{шт}} + K_4 \gamma_{4\text{n}} + \\ & + K_{11} [\gamma_{1\text{h}} (1 - \sin^2 \varphi)^{0,5} + \gamma_{1\text{n}} \sin \varphi + \gamma_3]\} \times \\ & \times ((1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{0,5} + (K_4 \gamma_{1\text{h}} + K_{12} \gamma_3) (1 - \sin^2 \varphi)^{0,5} + \\ & + (K_4 \gamma_{1\text{n}} + K_{13} \gamma_{4\text{n}}) \sin \varphi); \end{aligned} \quad (9)$$

$$\Delta_{\text{чп}} = \alpha_{\text{ко}} + \alpha_{\text{k}5} + \alpha_{\text{k}6} + K_6 \Delta_{\text{io}}; \quad (10)$$

$$\Delta_{\text{сп}} = 2(\alpha_{\text{k}14} + \alpha_{\text{k}15}) + \alpha_{\text{k}16} + K_5 \gamma_8; \quad (11)$$

При установившемся тепловом режиме двигателя

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{дт}} = & \alpha_{\text{ко}} + \alpha_{\text{k}18} + \alpha_{\text{k}19} + K_8 \Delta_{\text{шт}} + K_3 (\Delta_{\text{в}} + \Delta_{\text{вт}}) + \\ & + K_4 \gamma_2 + K_9 \gamma_3 + K_7 \Delta_6 + \{K_{10} \Delta_{\text{шт}} + \\ & + K_{11} [\gamma_{1\text{h}} (1 - \sin^2 \varphi)^{0,5} + \gamma_{1\text{n}} \sin \varphi + \gamma_3]\} (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{0,5} + \\ & + (K_4 \gamma_{1\text{n}} + K_{12} \gamma_3) (1 - \sin^2 \varphi)^{0,5} + K_4 \gamma_{1\text{n}} \sin \varphi; \end{aligned} \quad (12)$$

$$\Delta_{\text{чт}} = \alpha_{\text{ко}} + \alpha_{\text{k}18} + \alpha_{\text{k}19} + K_6 (\gamma_5 + \gamma_6) - \varphi_3, \quad (13)$$

где $\gamma_{1\text{h}}$ и $\gamma_{1\text{n}}$ — непараллельность и перекрецивание осей коренной и шатунной шеек коленчатого вала на длине 100 мм; $\gamma_{4\text{n}}$ и $\gamma_{4\text{p}}$ — непараллельность и перекрецивание осей верхней и нижней головок шатуна на длине 100 мм; $\lambda = r/l_{\text{ш}}$ (r и $l_{\text{ш}}$ — радиус крикошипа и длина шатуна) — постоянный конструктивный параметр; K_i — постоянные конструктивные коэффициенты.

Значения K_i рассчитывают по соотношениям

$$\left. \begin{aligned} K_3 &= l_{\text{г}} l_{\text{в}}^{-1}; & K_4 &= 10^{-2} l_{\text{г}}; \\ K_5 &= 10^{-2} (d_{\text{г}} - d_{\text{д}}); & K_6 &= l_{\text{г}} l_{\text{ю}}^{-1}; \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

$$\left. \begin{aligned} K_7 &= l_{\text{г}} l_{\text{п}}^{-1}; & K_8 &= l_{\text{г}} l_{\text{шп}}^{-1}; \\ K_9 &= 10^{-2} (l_{\text{п}} - r - l_{\text{ш}}); & K_{10} &= l_{\text{ш}} l_{\text{шп}}^{-1}; \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

$$K_{11} = 10^{-2} l_{\text{ш}}, \quad K_{12} = 10^{-2} r, \quad K_{13} = 10^{-2} l_{\text{г}} r l_{\text{ш}}^{-1}, \quad (16)$$

где $l_{\text{г}}$ — высота головки поршня; $l_{\text{в}}$ — длина втулки верхней головки шатуна; $d_{\text{г}}$ — диаметр головки поршня; $d_{\text{д}}$ — диаметр под дну канавки поршня; $l_{\text{ю}}$, $l_{\text{п}}$ и $l_{\text{шп}}$ — длина юбки поршня, поршневого пальца и шатунного подшипника; $l_{\text{п}}$ — высота гильзы цилиндра.

Средние значения действительных зазоров между компрессионным кольцом и дном канавки поршня, боковыми поверхностями кольца и образующими

канавки поршня определяют при следующих режимах.

При пуске двигателя

$$\Delta_{\text{п}} = \varphi_1 - \varphi_{\text{д}} - 2\varphi_{\text{т}} + \varphi_5; \Delta_{\text{пк}} = \varphi_{\text{к}} - \varphi_{\text{в}}. \quad (17)$$

При установившемся тепловом режиме двигателя

$$\Delta_{\text{т}} = \Delta_{\text{п}} + \varphi_3 - 2\varphi_6 - \varphi_7; \Delta_{\text{пк}} = \Delta_{\text{пк}} + \varphi_8 - \varphi_9, \quad (18)$$

где $\Delta_{\text{п}}$, $\Delta_{\text{пк}}$ и $\Delta_{\text{т}}$, $\Delta_{\text{тк}}$ — действительные зазоры между компрессионным кольцом и дном канавки поршня, боковыми поверхностями кольца и образующими канавки поршня при рассматриваемых режимах; $\varphi_{\text{д}}$, $\varphi_{\text{к}}$, $\varphi_{\text{т}}$ и $\varphi_{\text{в}}$ — соответственно отклонения от номинального значения диаметра по дну канавки поршня, высоты канавки поршня, толщины и высоты компрессионного кольца; φ_1 — отклонение от номинального значения диаметра гильзы цилиндра; φ_5 — увеличение диаметра гильзы цилиндра в зоне работы компрессионных колец при затяжке гаек шпилек крепления головки блока цилиндров; φ_6 и φ_8 , φ_7 и φ_9 — тепловое расширение диаметра по дну канавки поршня и образующих его канавки, боковых и торцевых поверхностей компрессионного кольца при нагреве указанных деталей до рабочей температуры.

Для надежной работы сопряжения компрессионное кольцо—канавка поршня и деталей ЦПГ необходимо, чтобы соблюдались условия

$$\Delta_{\text{п}} \geq \Delta_{\text{дп}}; \Delta_{\text{п}} \geq \Delta_{\text{гп}}; \Delta_{\text{пк}} \geq \Delta_{\text{сп}}; \quad (19)$$

$$\Delta_{\text{т}} \geq \Delta_{\text{дт}}; \Delta_{\text{т}} \geq \Delta_{\text{гт}}; \Delta_{\text{тк}} \geq \Delta_{\text{ст}}. \quad (20)$$

Выражения (7), (9)–(13), (17) и (18) позволяют рассчитывать наиболее вероятные значения исследуемых зазоров. По этим зависимостям можно определить и предельные зазоры. Для определения максимальных зазоров в них необходимо подставлять наибольшие значения составляющих со знаком плюс и наименьшие значения составляющих со знаком минус, а при расчете минимальных их значений — наоборот.

Основываясь на данных работы [3], получены формулы для расчета рассматриваемых зазоров вероятностным методом:

При пуске двигателя

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{дп}} = & \varepsilon_{\Delta_{\text{дп}}} \pm 0,5\eta[\lambda_{\text{ко}}^2 T_{\text{ко}}^2 + \lambda_{\text{k5}}^2 T_{\text{k5}}^2 + \\ & + \lambda_{\text{k6}}^2 T_{\text{k6}}^2 + K_8 \lambda_{\text{шп}}^2 T_{\text{шп}}^2 + K_3 \lambda_{\text{в}}^2 T_{\text{в}}^2 + \\ & + K_4 \lambda_2^2 T_2^2 + K_9 \lambda_3^2 T_3^2 + \{K_{10} \lambda_{\text{шп}}^2 T_{\text{шп}}^2 + \\ & + K_4 \lambda_{4\text{H}}^2 T_{4\text{H}}^2 + K_{11} [\lambda_{1\text{H}}^2 T_{1\text{H}}^2 (1 - \sin^2 \varphi)^{0,5} + \\ & + \lambda_{1\text{п}}^2 T_{1\text{п}}^2 \sin \varphi + \lambda_3^2 T_3^2] (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{0,5} + \\ & + (K_4 \lambda_{1\text{H}}^2 T_{1\text{H}}^2 + K_{12} \lambda_3^2 T_3^2) (1 - \sin^2 \varphi)^{0,5} + \\ & + (K_4 \lambda_{1\text{п}}^2 T_{1\text{п}}^2 + K_{13} \lambda_{4\text{п}}^2 T_{4\text{п}}^2) \sin \varphi]^{0,5}; \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{чп}} = & \varepsilon_{\Delta_{\text{чп}}} \pm 0,5\eta[\lambda_{\text{ко}}^2 T_{\text{ко}}^2 + \lambda_{\text{k5}}^2 T_{\text{k5}}^2 + \\ & + \lambda_{\text{k6}}^2 T_{\text{k6}}^2 + K_6 \lambda_{\text{ю}}^2 T_{\text{ю}}^2]^{0,5}; \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{сп}} = & \varepsilon_{\Delta_{\text{сп}}} \pm 0,5\eta[4(\lambda_{\text{k14}}^2 T_{\text{k14}}^2 + \lambda_{\text{k15}}^2 T_{\text{k15}}^2) + \\ & + \lambda_{\text{k16}}^2 T_{\text{k16}}^2 + K_{15} \lambda_8^2 T_8^2]^{0,5}. \end{aligned} \quad (23)$$

При установившемся тепловом режиме двигателя

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{дп}} = & \varepsilon_{\Delta_{\text{дп}}} \pm 0,5\eta[\lambda_{\text{ко}}^2 T_{\text{ко}}^2 + \lambda_{\text{k18}}^2 T_{\text{k18}}^2 + \\ & + \lambda_{\text{k19}}^2 T_{\text{k19}}^2 + K_8 \lambda_{\text{шт}}^2 T_{\text{шт}}^2 + \\ & + K_3 (\lambda_{\text{в}}^2 T_{\text{в}}^2 + \lambda_{\text{вт}}^2 T_{\text{вт}}^2) + K_4 \lambda_2^2 T_2^2 + K_9 \lambda_3^2 T_3^2 + \\ & + K_7 \lambda_6^2 T_6^2 + [K_{10} \lambda_{\text{шт}}^2 T_{\text{шт}}^2 + \\ & + K_{11} (\lambda_{1\text{H}}^2 T_{1\text{H}}^2 (1 - \sin^2 \varphi)^{0,5} + \lambda_{1\text{п}}^2 T_{1\text{п}}^2 \sin \varphi + \\ & + \lambda_3^2 T_3^2)] (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{0,5} + \\ & + (K_4 \lambda_{1\text{H}}^2 T_{1\text{H}}^2 + K_{12} \lambda_3^2 T_3^2) (1 - \sin^2 \varphi)^{0,5} + \\ & + K_4 \lambda_{1\text{п}}^2 T_{1\text{п}}^2 \sin \varphi]^{0,5}; \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{чп}} = & \varepsilon_{\Delta_{\text{чп}}} \pm 0,5\eta[\lambda_{\text{ко}}^2 T_{\text{ко}}^2 + \lambda_{\text{k18}}^2 T_{\text{k18}}^2 + \\ & + \lambda_{\text{k19}}^2 T_{\text{k19}}^2 + K_6 (\lambda_5^2 T_5^2 + \lambda_6^2 T_6^2) + \\ & + \lambda_3^2 T_3^2]^{0,5}; \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{ст}} = & \varepsilon_{\Delta_{\text{ст}}} \pm 0,5\eta[4(\lambda_{\text{k14}}^2 T_{\text{k14}}^2 + \lambda_{\text{k15}}^2 T_{\text{k15}}^2) + \\ & + \lambda_{\text{k27}}^2 T_{\text{k27}}^2 + \lambda_{\text{k28}}^2 T_{\text{k28}}^2]^{0,5}, \end{aligned} \quad (26)$$

где ε_i — координата середины поля допуска или поля рассеяния зазоров в сопряжении компрессионное кольцо—канавка поршня; η — коэффициент, зависящий от принимаемого процента риска или доверительной вероятности; λ_i — коэффициент



относительного рассеяния i -го фактора, влияющего на зазоры; T_i — допуск или поле рассеяния i -го фактора, влияющего на зазоры между компрессионным кольцом и канавкой поршня.

Расчет зазоров $\Delta_{\text{дп}}$ и $\Delta_{\text{дт}}$ методами максимум-минимума и вероятностным необходимо производить для наиболее характерных значений угла поворота коленчатого вала двигателей, соответствующих экстремальным их величинам. Величину угла ϕ , при которой рассматриваемые зазоры имеют максимальное и минимальное значения, определяют исходя из условий [5]

$$d\Delta_{\text{дп}}/d\phi = 0; d\Delta_{\text{дт}}/d\phi = 0. \quad (27)$$

Определение оптимальных монтажных зазоров в рассматриваемых сопряжениях, необходимых для надежной работы деталей ЦПГ, основываясь на формулах (2)–(27), не вызывает трудностей, так как значения входящих в них параметров можно установить, используя рабочие чертежи деталей и ТУ на сборку двигателей, расчетом и экспериментальным путем.

Выводы

Таким образом, на значения зазоров между компрессионным кольцом и дном канавки поршня, боковыми поверхностями кольца и образующими канавки поршня влияют неровности рабочих поверхностей, отклонения формы и взаимного расположения поверхностей и осей деталей, зазоры в сопряжениях ЦПГ и КШМ, размеры деталей. Получены формулы для

расчета указанных зазоров, необходимых для надежной работы деталей ЦПГ при пуске и установившемся тепловом режиме двигателей. Расчет исследуемых зазоров необходимо производить для наиболее характерных значений угла поворота коленчатого вала двигателей, соответствующих экстремальным их величинам. Обеспечение выпуска двигателей предприятиями-изготовителями и из ремонтного производства с оптимальными монтажными зазорами между компрессионным кольцом и дном канавки поршня, боковыми поверхностями кольца и образующими канавки поршня позволит повысить надежность и вероятность безотказной работы деталей ЦПГ и двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Григорьев, М. А. Обеспечение надежности двигателей [Текст] / И. А. Григорьев, В. А. Долецкий. — М.: Издательство стандартов, 1978. — 323 с.
- Назаров, А. Д. Зазоры в сопряжении компрессионное кольцо—канавка поршня и в замке кольца [Текст] / А. Д. Назаров, М. Р. Чоммыев // "Повышение эффективности использования средств механизации в условиях аридной зоны". Сб. науч. трудов ТСХИ, том 36, вып. 4. — Ашгабад: ТСХИ, 1992. — С. 44–60.
- Назаров, А. Д. Теоретические основы определения зазоров между гильзой цилиндра и головкой поршня двигателей [Текст] / А. Д. Назаров, М. Р. Чоммыев // В кн. "Повышение эффективности сельскохозяйственного производства". — Ашгабад: Былым, 1990. — С. 214–227.
- Назаров, А. Д. Расчет зазоров между гильзой цилиндра и головкой поршня двигателей с учетом деформаций и отклонений параметров деталей [Текст] / А. Д. Назаров, М. Ф. Чоммыев // "Повышение надежности и эксплуатационных показателей технических средств в сельскохозяйственном производстве". Сб. науч. трудов ТСХИ, том 37, вып. 4. — Ашгабад: ТСХИ, 1994. — С. 127–135.
- Бугров, Я. С. Высшая математика. Дифференциальное и интегральное исчисление [Текст] / Я. С. Бугров, С. М. Никольский. — М.: Наука, 1980. — 432 с.



Введение. Колебания транспортных машин возбуждаются неровностями дороги, резким изменением режимов и направления движения. Для виртуального моделирования движения подобных объектов необходимы алгоритмы и программные модели, генерирующие различные типы возмущений как детерминированные, так и случайные. Необходимо использовать сервер (рис. 1), возможно в виде ActiveX-компоненты, моделирующий виртуальный полигон формирования требуемых временных реализаций.

Обоснование метода моделирования. Во многих работах [2, 4–6] показано, что микропрофиль дороги — это случайный процесс, который можно рассматривать как стационарную эргодическую функцию, подчиняющуюся нормальному закону распределения. Для описания свойств таких процессов используют автокорреляционную функцию $R_q(\tau)$ и спектральную плотность $S_q(\omega)$. С помощью автокорреляционной функции можно проанализировать микропрофиль дороги на наличие у него периодических свойств, которые могут маскироваться случайным фоно-

Моделирование внешней среды в задачах анализа колебаний транспортных машин

УДК 629.113-585
Н. Н. Гурский,
Ан. М. Захарик,
Ал. М. Захарик,
канд-ты техн.
наук, доценты,
МАЗ,
Эль Люби Абдул
Кадер Каради

Предложен метод формирования характеристик микропрофиля дорожной поверхности при проведении виртуальных испытаний автомобилей. Проведен анализ существующих способов формирования возмущений при моделировании движения автотранспортных средств. Рассмотрены алгоритмы моделирования внешней среды, основанные на разработанном методе. Описаны способы использования возмущающих воздействий.

Ключевые слова: автомобиль, алгоритм, амплитуда, анализ, дорожная поверхность, колебания, метод, микропрофиль, оценка, система, спектр, частота.

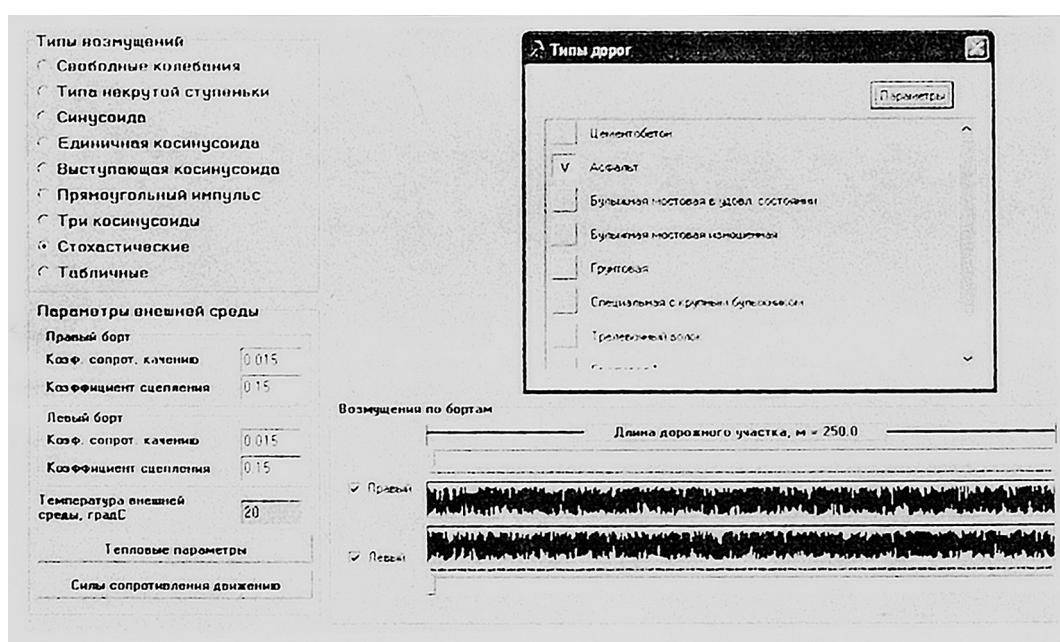


Рис. 1. Внешний вид сервера формирования возмущений

25 ПРОЕКТИРОВАНИЕ

вым шумом. Спектральная плотность позволяет оценить общую частотную структуру дорожного воздействия. Обе эти характеристики эквивалентны и для стационарного случайного процесса связаны преобразованием Фурье

$$\left. \begin{aligned} R_q(\tau) &= \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_q(\omega) \cos(\omega\tau) d\omega; \\ S_q(\omega) &= 2 \int_0^\infty R_q(\tau) \cos(\omega\tau) d\tau. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Оценка автокорреляционной функции $R_q(j)$ стационарной дискретной последовательности отсчетов высот неровностей $q[k]$ участка дороги вычисляется по формуле

$$R_q(j) = \frac{1}{N-j-1} \sum_{k=1}^{N-j} q^0[k] q^0[k+j], \quad j = 0, \dots, M, \quad (2)$$

где M — число дискретных значений автокорреляционной функции; $q^0[k] = q[k] - m_x$ — центрированный случайный процесс; $m_x = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N q[k]$ — математическое ожидание; N — общее количество точек реализации дискретного процесса $q[k]$.

Автокорреляционные функции различных типов микропрофилей дорог хорошо аппроксимируются с помощью выражения

$$R_q(\tau) = A_1 \sigma^2 e^{-\alpha_{1e}|\tau|} + A_2 \sigma^2 e^{-\alpha_{2e}|\tau|} \cos \beta_e \tau, \quad (3)$$

где α_{1e} , α_{2e} , β_e — параметры автокорреляционной функции; σ — среднее квадратичное значение высоты неровности; $A_1 + A_2 = 1$.

Выражение (2) используется для вычисления автокорреляционной функции по заданной реализации, а выражение (3) — для моделирования случайной высоты дорожного микропрофиля в дискретных алгоритмах, основанных на фильтрации белого шума линейным фильтром с корреляционной функцией (3) (рис. 2).

Так, для автокорреляционной функции, описываемой первым слагаемым уравнения (3), последо-

вательность ординат случайного процесса получают по формуле:

$$q_1[k] = a_0 X[k] + b_1 q[k-1], \quad k = 0, 1, 2, \dots, \quad (4)$$

где

$$a_0 = \sigma \sqrt{1 - \rho^2}; \quad \rho = e^{-\gamma_1}; \quad \gamma_1 = \alpha_{1e} h; \quad b_1 = \rho,$$

X — нормально распределенная случайная величина с математическим ожиданием $m_x = 0$ и дисперсией $\sigma_x^2 = 1$, h — шаг дискретизации отсчетов.

Последовательность ординат дискретного случайного процесса $q_2[k]$ с автокорреляционной функцией, соответствующей второму слагаемому (3), определяется из рекуррентного соотношения

$$q_2[k] = a_0 X[k] + a_1 X[k-1] + b_1 q_1[k-1] + b_2 q_1[k-2], \quad k = 0, 1, 2, \dots, \quad (5)$$

$$\text{где } a_0 = \sigma c_2; \quad c_2 = \sqrt{(c_1 \pm \sqrt{c_1^2 - 4c_0^2})/2}; \quad c_0 = \rho(\rho^2 - 1)\cos\gamma_0;$$

$$\gamma_0 = \beta_e h; \quad \rho = e^{-\gamma_2}; \quad \gamma_2 = \alpha_{2e} h; \quad c_1 = 1 - \rho^4; \quad a_1 = \sigma_2 c_0 / c_2; \quad b_1 = -\rho_2, \quad b_2 = -\rho_2, \quad a_1, b_1 — \text{весовые коэффициенты.}$$

Алгоритм формирования дискретных отсчетов высот неровностей микропрофиля дороги с автокорреляционной функцией (3) сводится к формированию дискретных реализаций процесса:

$$q[k] = A_1 q_1[k] + A_2 q_2[k]. \quad (6)$$

На рис. 3 представлены результаты формирования случайного процесса по формуле (5) для асфальтового микропрофиля дороги с параметрами $A_1 = 0,65$, $A_2 = 0,35$, $\sigma = 0,013$ м, $\alpha_{1e} = 0,25 \text{ м}^{-1}$, $\alpha_{2e} = 0,05 \text{ м}^{-1}$, $\beta_e = 0,196 \text{ м}^{-1}$ автокорреляционной функции (3). Приведенные графики корреляционной функции и реализации временного процесса соответствуют дорожным воздействиям, передаваемым на колеса транспортной машины, при скорости $V = 72$ км/ч. При формировании реализации возмущений с учетом скорости машины, отличной от $V = 1$ м/с, необходимо параметры корреляционной функции задать в виде:

$$\alpha_1 = \alpha_{1e} V; \quad \alpha_2 = \alpha_{2e} V; \quad \beta = \beta_e V.$$

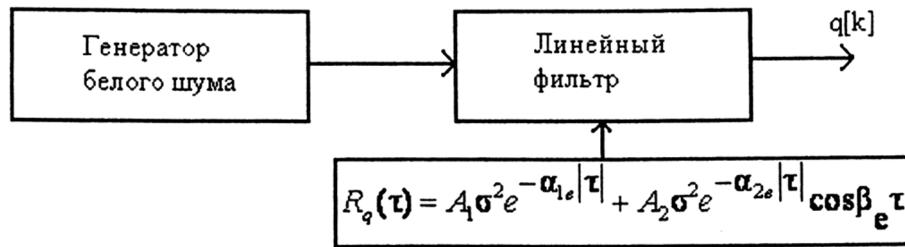


Рис. 2. Схема формирования реализации микропрофиля дороги

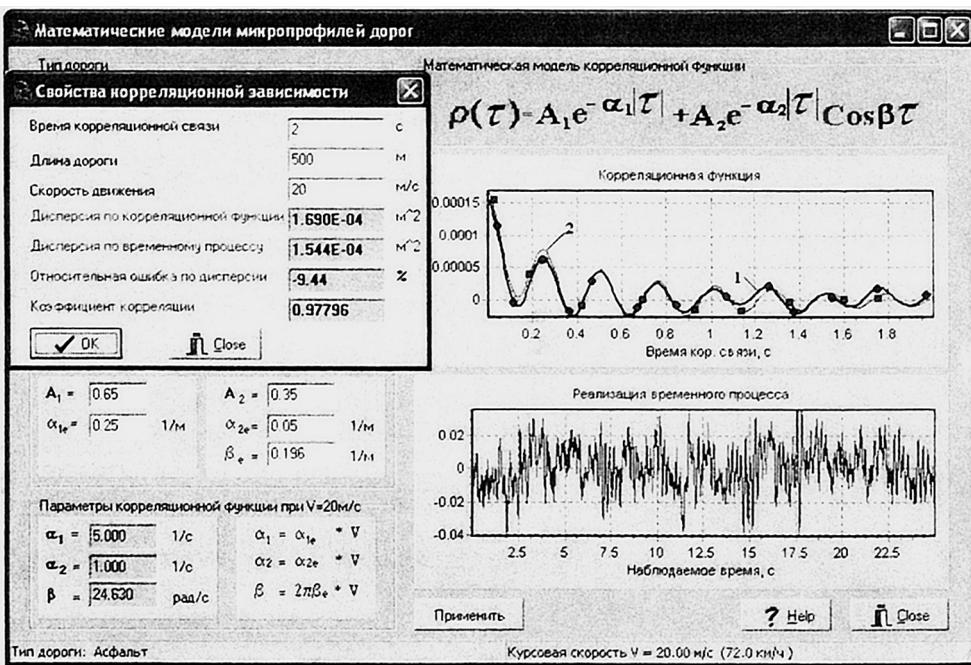


Рис. 3. Формирование реализации дорожных возмущений

На рис. 3 для сравнения показаны автокорреляционные зависимости, полученные по формуле (3) — кривая 2 и формуле (2) — кривая 1. Для точечной численной оценки близости автокорреляционных функций (2) и (3) в дополнительном окне приведены значения дисперсий $R(0)$ и относительная ошибка (9,44 %) расхождения соответствующих величин. Интегральную оценку близости двух процессов (автокорреляционных функций) дает коэффициент корреляции.

Анализ автокорреляционной функции полученной реализации позволяет установить скрытую периодичность асфальтового микропрофиля, частота которой примерно равна 4 Гц при скорости движения $V = 72$ км/ч.

Для численной оценки частотного состава возмущающих воздействий микропрофиля дороги, позволяющего получать такие характеристики, как минимальную (максимальную) частоту, частотный диапазон (определенный обычно в октавах или декадах), ширину частотного диапазона в герцах, максимумы (пики) спектра, минимумы (провалы) спектра, центральные частоты пиков, ширину спектрального пика, коэффициент широкополосности, наклон (крутизну) спектра, мощность спектра, возможно использование двух подходов.

1. Вычисление спектра преобразованием Фурье автокорреляционной функции с помощью выражения (1).

2. Непосредственное вычисление спектра преобразованием Фурье исходной реализации микропрофиля дороги, генерированной по схеме, приведенной на рис. 2.

В практических расчетах при определении спектра дискретными методами применяются дискретное преобразование Фурье (ДПФ) и быстрое преобразование Фурье (БПФ).

Алгоритм ДПФ, реализующий прямое преобразование Фурье от дискретных отсчетов $q[k]$, $k = 0, 1, \dots, N - 1$ (см. выражение (6)), записывается в виде:

$$C_k = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N-1} q[i] \exp\left[-j \frac{2\pi}{N} ki\right]. \quad (7)$$

Обратное дискретное преобразование Фурье имеет вид

$$q[i] = \sum_{k=1}^{N-1} C_k \exp\left[j \frac{2\pi}{N} ki\right], \quad i = 0, 1, \dots, N - 1. \quad (8)$$

Коэффициенты Фурье C_k дискретного преобразования Фурье можно представить в форме:

$$C_k = A_k + jB_k, \quad k = 0, 1, \dots, N - 1,$$

ПРОЕКТИРОВАНИЕ. РАСЧЕТ

где A_k — действительная часть, а B_k — мнимая часть.

Тогда

$$\left. \begin{aligned} A_k &= \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N-1} q[i] \cos \frac{2\pi}{N} ki, \\ B_k &= -\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N-1} q[i] \sin \frac{2\pi}{N} ki, \quad k = 0, 1, \dots, N-1. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Обратное дискретное преобразование Фурье для этого случая имеет вид:

$$q[i] = \sum_{k=1}^{N-1} \left(A_k \cos \frac{2\pi}{N} ki - B_k \sin \frac{2\pi}{N} ki \right), \quad i = 0, 1, \dots, N-1. \quad (10)$$

Множество $|C_k| = \sqrt{A_k^2 + B_k^2}$ называют *спектром амплитуд*, множество углов $\angle C_k = \arctg \left(\frac{B_k}{A_k} \right)$ — *спектром фаз*, а множество $|C_k|^2$ — *спектром мощности*.

Проверкой правильности вычисленного спектра с помощью выражений (7), (9) является теорема Парсеваля, согласно которой мощности сигнала во временной и частотной областях равны:

$$\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N-1} |q[i]|^2 = 2 \sum_{k=1}^{N-1} |C_k|^2. \quad (11)$$

ДПФ непрактично вследствие большого объема вычислений. Для непосредственной оценки спектральных плотностей дорожных воздействий используется алгоритм БПФ, основанный на методе устранения избыточности информации — устранении повторяющихся при дискретном преобразовании Фурье перемножений значений сигнала на значения $\sin \frac{2\pi}{N} ki$ и $\cos \frac{2\pi}{N} ki$. При использовании БПФ

реализация отсчетов должна иметь длину $N = 2^k$. Если это условие не соблюдается, реализация процесса должна быть либо сокращена, либо к ней добавлены нулевые точки.

На рис. 4 приведены амплитудные аналитический (кривая 1) и БПФ (кривая 2) спектры возмущений асфальтовой дороги, вычисленные по 4096 отсчетам при движении объекта со скоростью $V = 72$ км/ч. На рис. 4 показаны некоторые свойства анализируемой реализации дорожных возмущений.

Аналитический спектр мощности процесса, полученного по корреляционной функции (3), определяется выражением

$$S_q(\omega) = A_1 \sigma_1^2 \frac{2a_1}{a_1^2 \omega^2} + A_2 \sigma_2^2 \frac{2a_2(a_2^2 + \beta^2 + \omega^2)}{\omega^4 2(a_2^2 - \beta^2)\omega^2 + (a_2^2 + \beta^2)^2},$$

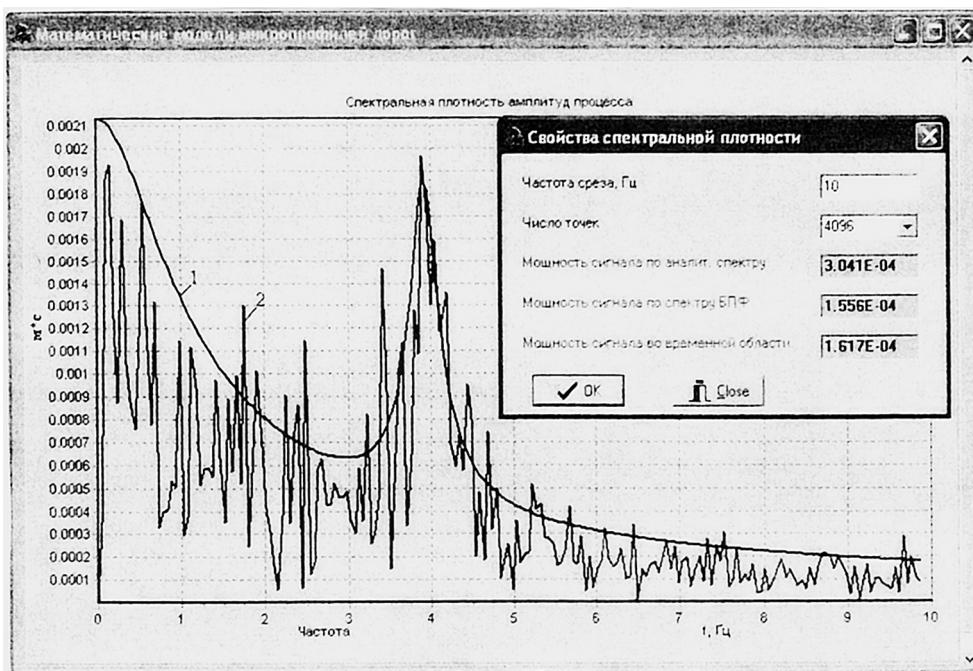


Рис. 4. Амплитудный спектр асфальтовой дороги

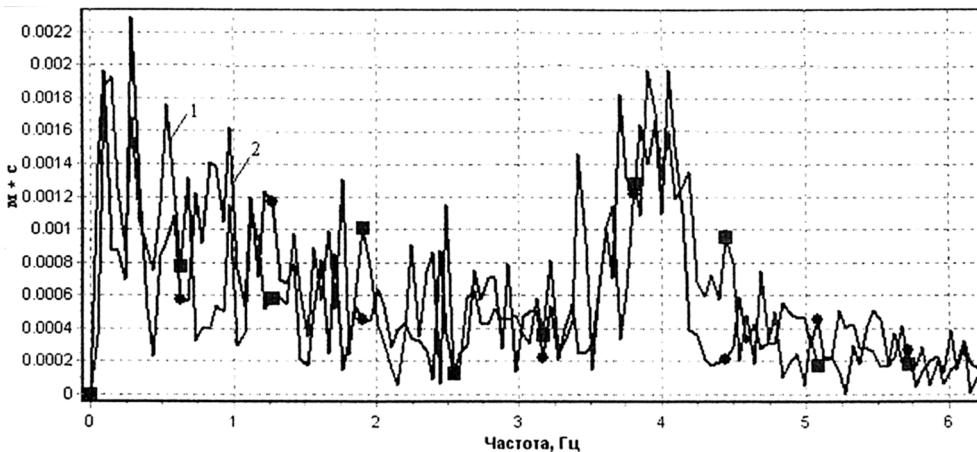


Рис. 5. Спектры амплитуд возмущений асфальтовой дороги

где ω — круговая частота, рад/с; $\omega = 2\pi f$, f — линейная частота, Гц.

Влияние дискретности отсчетов дорожных воздействий на спектральную плотность амплитуд показано на рис. 5. Кривая 1 соответствует выборке высот неровностей дороги через 0,1 м, а кривая 2 — через 0,2 м при скорости движения машины $V = 72$ км/ч. Длина дискретности отсчета может рассматриваться как фильтр, сглаживающий неровности и, таким образом, учитывающий сглаживающие свойства шины.

Эффект сглаживания дорожного микропрофиля может быть также учтен, если для сформированной реализации возмущений применить операцию, описываемую выражением:

$$q_c(s) = \frac{1}{l_c} \int_{s - 0,5l_c}^{s + 0,5l_c} q(\xi) d\xi, \quad (12)$$

где s — текущая длина дороги; l_c — длина отпечатка шины колеса; ξ — переменная интегрирования.

При движении машины с заданной скоростью сглаживающие свойства шины позволяют подавить в возмущении все высокочастотные составляющие вплоть до частоты среза:

$$\omega_c = \frac{\pi}{l_c/2V} = \frac{2\pi V}{l_c}. \quad (13)$$

Из формулы (13) видно, что частота среза пропорциональна скорости движения машины и обратно пропорциональна длине контакта l_c . При $l_c \rightarrow 0$ (точечный контакт) частота среза $\omega_c \rightarrow \infty$, т. е. шиной пропускаются все частоты процесса без фильтрации. С увеличением длины отпечатка l_c частота ω_c уменьшается,

т. е. все большая часть высокочастотной составляющей спектра $Sq(\omega)$ срезается.

Следует отметить, что алгоритмы формирования возмущений по схеме, приведенной на рис. 2, могут применяться непосредственно на каждом шаге в процессе решения системы дифференциальных уравнений, описывающих поведение динамического объекта. Однако это справедливо, если для решения используются одношаговые методы. Многошаговые методы, например методы Рунге-Кutta, предполагают при интегрировании дифференциальных уравнений обращение к генератору случайных возмущений несколько раз на одном шаге. Это приводит к тому, что из случайной реализации для каждого шага интегрирования выбираются значения не подряд, а со смещением. В результате спектр такой реализации оказывается достаточно смазанным и не отражающим действительный. Для того чтобы использовать многошаговые методы при анализе сложных динамических систем, такими являются транспортные машины, необходимо вначале сформировать реализацию требуемой длины как функцию протяженности дороги, сохранить ее в таблице, а затем во временном цикле организовать выборку в темпе, определяемом скоростью движения. Спектры, приведенные на рис. 5, получены именно таким образом. Для сравнения на рис. 6 показан спектр возмущений, полученный по заранее сформированной реализации дорожного полотна (кривая 1) и по ходу решения системы дифференциальных уравнений (кривая 2).

С предварительно созданной и сохраненной реализацией дорожного полотна

ПРОЕКТИРОВАНИЕ. РАСЧЕТ

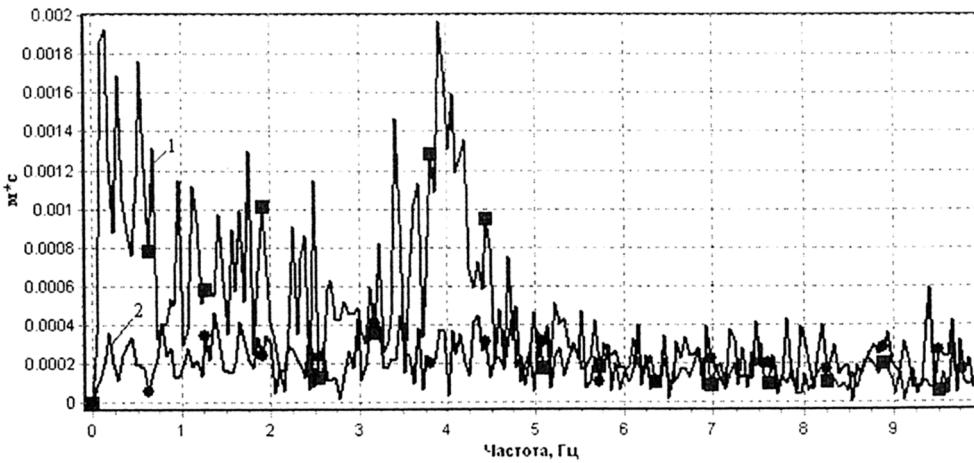


Рис. 6. Спектры амплитуд подготовленной и непосредственно создаваемой реализаций возмущений асфальтовой дороги

могут быть выполнены операции сдвига при моделировании возмущений для пространственных моделей под левую и правую колеи.

Вывод. Приведенные алгоритмы позволяют реализовать моделирование внешней среды, обеспечивающей формирование случайных реализаций микропрофилей дорог с заданными параметрами корреляционных функций, а также провести корреляционный и спектральный анализ сформированных или полученных другими способами выборочных временных процессов. Рассмотренные способы использования возмущающих воздействий в ходе решения дифференциальных уравнений позволяют избежать ошибок при анализе колебательных процессов, сопровождающих движение транспортных машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Гурский, Н. Н. Моделирование и оптимизация колебаний многоопорных машин: монография [Текст] / Н. Н. Гурский, Р. И. Фурунжиев. — Мин.: Изд. БНТУ, 2008. — 296 с.
- Высоцкий, М. С. Динамика длиннобазовых автопоездов [Текст] / М. С. Высоцкий и др. — Мин.: Наука и техника, 1987. — 199 с.
- Фурунжиев, Р. И., Гурский, Н. Н. Программное обеспечение моделирования и оптимизации динамических систем ADMOS. РосПАТЕНТ. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2000610671 от 21 июля 2000 г. (Copyright of the ADMOS).
- Сергиенко, А. Б. Цифровая обработка сигналов [Текст] / А. Б. Сергиенко. — СПб.: Питер, 2003. — 604 с.
- Силаев, А. А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин. — М.: Машгиз, 1963. — 168 с.
- Бендат, Дж. Измерение и анализ случайных процессов [Текст] / Дж. Бендат, А. Пирсол. — М.: Мир, 1974. — 464 с.
- Фурунжиев, Р. И. Автоматизированное проектирование колебательных систем [Текст] / Р. И. Фурунжиев. — Мин.: Выш. шк., 1977. — 458 с.



ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ:

учебник для студентов машиностроительных специальностей

А.М. Дальский, Т.М. Барсукова, А.Ф. Вязов и др.

6-е издание 592 с.: ил ISBN 5-217-03311-8

Цена 319 р. с НДС

Рассмотрены современные и перспективные технологические способы производства черных и цветных металлов, изготовление заготовок и деталей машин из металлов и неметаллических материалов: литьем, обработкой давлением, сваркой, резанием и другими способами, а также прогрессивные малоотходные способы изготовления заготовок и деталей из порошковых материалов.

Шестое издание (5-е изд. 2003 г.) исправлено и дополнено новыми материалами по нанотехнологиям, публикацией задачника по всем основным разделам курса с доведением решения задач до числового значения. При этом обеспечивается очень тесная связь методического характера с учебным материалом в его приложении к технологии. В этом проявляется, в частности, старый мудрый принцип: "Знать – значит уметь!".

Учебник подготовлен коллективом преподавателей МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Для студентов машиностроительных специальностей вузов.

Гриф Минобрнауки

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы:
по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU

Введение. Известно, что важнейшим этапом проектирования автомобиля являются расчеты деталей трансмиссии на прочность и долговечность [1–5]. К проблеме расчета деталей трансмиссии могут быть применены как минимум два подхода. Первый подход заключается в проведении инженерных расчетов нагрузок, основанных на эмпирических данных, которые может испытывать автомобиль. Однако применяемые методы не позволяют детализировать пространственное распределение возможных напряжений нагрузок, поскольку они основываются на уравнениях механики твердого тела, не позволяющих учитывать пространственные особенности детали. Второй подход основан на пространственно распределенных моделях, включающих дифференциальные уравнения и численные модели, позволяющие детализировать нагрузки и напряжения, возникающие в различных узлах трансмиссии. Особенно важен второй подход при проведении расчетов на прочность деталей автомобиля, так как он позволяет учесть многочисленные особенности и пространственную конфигурацию деталей трансмиссии.

Целью настоящей работы является разработка математических моделей для расчета напряженного состояния различных характеристик узлов трансмиссии автомобиля МАЗ с колесной формулой 6×4 .

Метод моделирования. В настоящее время численные модели расчета напряженного состояния реализованы во многих импортных пакетах, таких как ANSYS, NASTRAN и других, и являются мощным инструментом при проектировании деталей автомобиля. Следует отметить, что реализация моделей в компьютерных системах и их детализация являются по-прежнему предметом "know how". В то же время развитие и совершенствование моделей, методов, граничных условий делает необходимым

Математическое моделирование и программное обеспечение "ПроМех-1" для расчета пространственного распределения механических напряжений в валах трансмиссии

УДК 629.113-585
А. Н. Чичко,
д-р мат. наук,
проф.
В. Ф. Соболев,
д-р техн. наук,
проф.,
Ю. В. Яцкевич,
канд. техн. наук,
Ал. М. Захарик,
Ан. М. Захарик,
канд-ты техн.
наук, доценты,
МАЗ

Предложены математические модели, основанные на условиях равновесия, для расчета деформаций в деталях автомобильной техники. Модели реализованы в программном обеспечении "ПроМех-1". На примере системы "шестерня цилиндрической передачи – вал ведущей шестерни" показано, что использование "ПроМех-1" для расчета распределения деформаций и механических напряжений позволяет определять пространственные области, в которых вал ведущей шестерни подвергается наибольшим механическим нагрузкам.

Ключевые слова: автомобиль, аппроксимация, граничное условие, грань элемента, деформация, дискретная система, координата, метод, модель, напряжение, центр вращения.



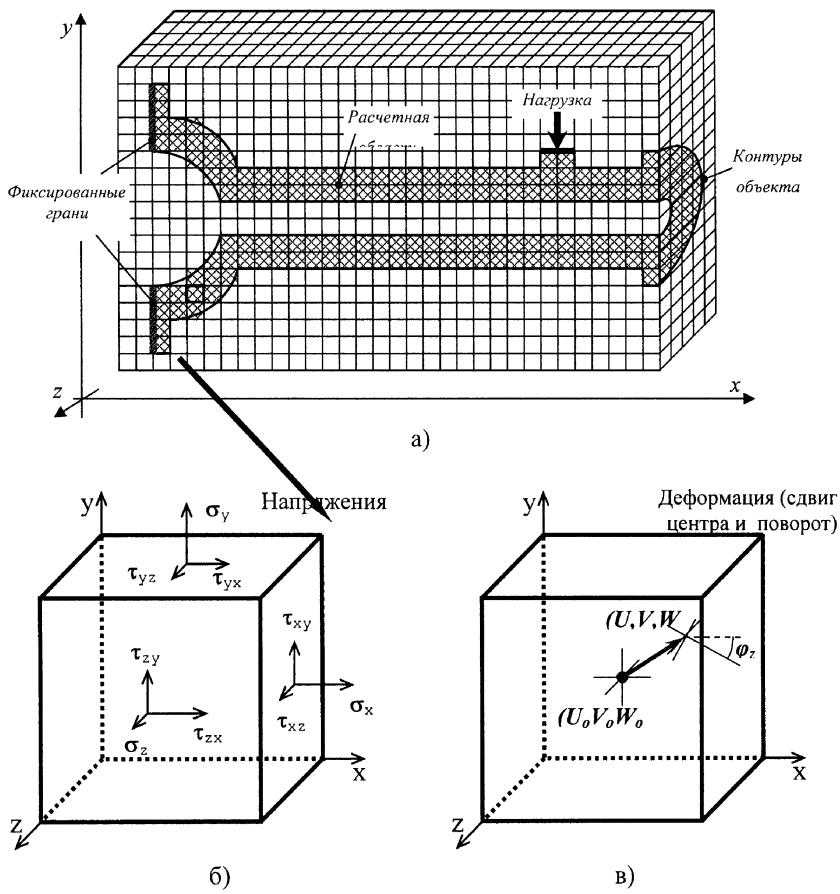


Рис. 1. Компьютерное представление пространства детали для конечно-разностного моделирования трехмерного распределения деформаций и напряжений:

а — множества элементов прямоугольной формы; б — напряжения на гранях элементов; в — представление деформации и/или перемещения материала в отдельном элементе пространства в виде сдвига и поворота центра элемента

привлечение к расчетам новых подходов. Поэтому по-прежнему остается актуальным создание новых математических моделей и программного обеспечения для решения задач прочности и долговечности деталей автомобиля.

Для моделирования распределения упругих деформаций и механических напряжений в пространстве детали был использован конечно-разностный метод. Этот метод предполагает разбиение моделируемого геометрического пространства на элементы прямоугольной формы (рис. 1, а). Каждому элементу в компьютерной программе соответствует набор переменных, описывающих состояние данного элементарного объема пространства. Как видно из рис. 1, а, элементы, центры которых попадают в геометрическое пространство детали, принадлежат детали, и им присваивается соответствующий статус (переменная $S = 1$). На рис. 1 они заштрихованы. Остальные элементы считаются пустыми и не уча-

ствуют в расчете ($S = 0$). Таким образом, реальная геометрия детали заменяется ее кубической аппроксимацией. Чем меньше размеры элементов, тем более точно можно аппроксимировать геометрию модели.

Взаимодействие прямоугольных элементов этой дискретной системы между собой и с внешними факторами (приложенными к детали нагрузками и опорами) происходит через грани элементов. Для описания этого взаимодействия используются механические напряжения и им соответствующий вектор — по три соответствующие им переменные для каждой грани (рис. 1, б). Одна переменная определяет нормальное напряжение для грани, и еще две тангенциальные. Под действием приложенного к граням детали напряжения элементы материала внутри элемента могут деформироваться и/или перемещаться в пространстве. Этот сложный процесс аппроксимируется перемещением и поворотом геометрического центра элемента (рис. 1, в). Для описания этого перемещения в набор переменных каждого элемента входят переменные u , v и w , которые определяют текущие координаты центра элемента относительно его начального положения, и переменные ϕ_x , ϕ_y и ϕ_z , определяющие поворот элемента вокруг соответствующих координатных осей. Приложение некоторой нагрузки на область поверхности детали соответствует заданию некоторого постоянного напряжения для соответствующих этой области грани элементов. Например, для нагрузки на рис. 1, а верхние грани нагруженных элементов будут иметь постоянное значение нормального напряжения ($\sigma_y = \text{const}$). Это соответствует значению граничного условия для границы приложения нагрузки в математической модели.

Воздействие внешней опоры на область поверхности детали соответствует фиксации положения соответствующих этой области элементов в пространстве по некоторому направлению в зависимости от типа опоры. Например, для жестко закрепленного торца детали на рис. 1, а координаты элементов, касающихся опоры, будут иметь постоянные значения $u = 0$, $v = 0$ и $w = 0$. Это соответствует

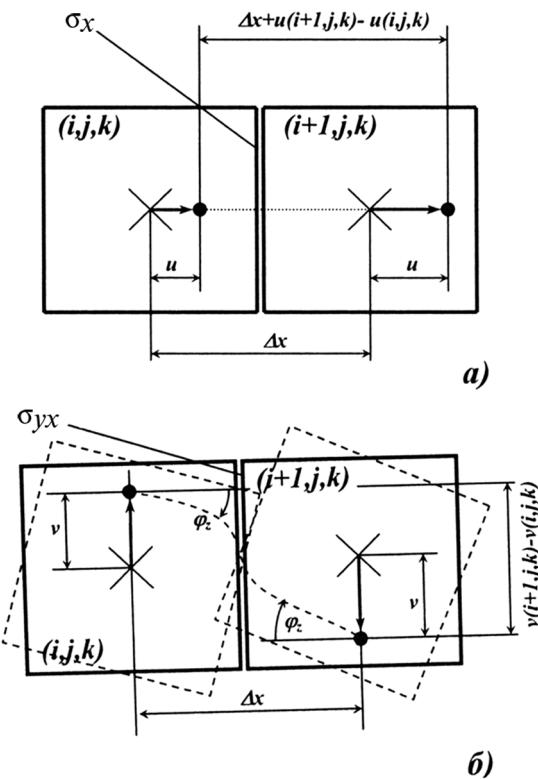


Рис. 2. Конечно-разностное представление деформаций и напряжений материала внутри геометрического пространства двух соседних элементов:

а — вычисление продольной деформации ε_x и напряжения σ_x на смежной грани элементов, исходя из продольных перемещений и центров элементов; б — вычисление поперечной деформации γ_{yx} и напряжения τ_{yx} исходя из поперечных перемещений v и поворотов φ_z центров элементов; Δx — шаг конечно-разностной сетки (размер элементов)

Расчетные формулы

$$\begin{aligned}\sigma_x &= E\varepsilon_x = E \frac{\Delta x + u(i+1,j,k) - u(i,j,k)}{\Delta x}; \\ \tau_{yx} &= G\gamma_{yx} = \\ &= G \left(\frac{v(i+1,j,k) - v(i,j,k)}{\Delta x} + \frac{\varphi_z(i+1,j,k) + \varphi_z(i,j,k)}{2} \right)\end{aligned}$$

понятию граничного условия для границы с опорой в математической модели.

На рис. 2 показано, каким образом на основании перемещений и поворотов двух соседних элементов (значений переменных $u, v, w, \varphi_x, \varphi_y$ и φ_z) рассчитываются относительные деформации и напряжения на смежной грани этих элементов. Конечно-разностное представление продольной деформации и напряжения дано на рис. 2, а, а поперечной деформации и напряжений —

на рис. 2, б. Процесс расчета распределения деформаций и напряжений в объеме детали сводится к моделированию перемещений и поворотов для каждого элемента по конечно-разностным формулам математической модели в зависимости от текущего состояния элемента и его шести соседних.

Для моделирования распределения механических напряжений в пространстве детали-объекта была сформулирована система уравнений равновесия [6], включающая деформации и напряжения для механики сплошной среды

$$\left. \begin{aligned}\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} &= 0; \\ \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} &= 0; \\ \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} &= 0;\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned}\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} &= 0; \\ \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} &= 0; \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} &= 0;\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned}\sigma_x &= E\varepsilon_x = E \frac{\partial u}{\partial x}; \quad \tau_{xy} = G\gamma_{xy} = G \left(\frac{\partial u}{\partial y} - \varphi_z \right); \\ \tau_{zy} &= G\gamma_{zy} = G \left(\frac{\partial w}{\partial y} - \varphi_x \right); \\ \sigma_y &= E\varepsilon_y = E \frac{\partial v}{\partial y}; \quad \tau_{yx} = G\gamma_{yx} = G \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \varphi_z \right); \\ \tau_{zx} &= G\gamma_{zx} = G \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \varphi_y \right); \\ \sigma_z &= E\varepsilon_z = E \frac{\partial w}{\partial z}; \quad \tau_{yz} = G\gamma_{yz} = G \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \varphi_x \right); \\ \tau_{xz} &= G\gamma_{xz} = G \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \varphi_y \right),\end{aligned}\right\} \quad (3)$$

где $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ — нормальные деформации по осям x, y, z ; $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}, \tau_{yx}, \tau_{zy}, \tau_{xz}$ — тангенциальные деформации; $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ —

ПРОЕКТИРОВАНИЕ. РАСЧЕТ

нормальные напряжения элементов структуры по осям x, y, z ; $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}, \gamma_{yx}, \gamma_{zy}, \gamma_{xz}$ — тангенциальные напряжения; u, v, w — перемещения точек среды по осям x, y, z ; $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ — тангенсы углов поворота точек среды вокруг своей оси в плоскостях x, y, z ; E — модуль Юнга; G — модуль сдвига.

Системы уравнений (1)–(2) описывают трехмерное распределение напряжений и деформаций объекта. Группа уравнений (3) описывает среду Гука. Системы (1)–(2) расписаны в виде конечных разностей с учетом уравнений (3). Компьютерный вариант моделирования перемещений и поворотов сеточных элементов, аппроксимирующих пространство детали, представлен в следующем виде

$$\left. \begin{aligned}
& \frac{E}{(1+\alpha)\theta(x,y,z)} \frac{u(x+\Delta x, y, z) - 2u(x, y, z) + u(x-\Delta x, y, z)}{\Delta x^2} + \\
& + \frac{G}{\Delta y} \left(\frac{u(x, y+\Delta y, z) - 2u(x, y, z) + u(x, y-\Delta y, z)}{\Delta y} - \frac{\varphi_z(z, y+\Delta y, z) - \varphi_z(z, y-\Delta y, z)}{2} \right) + \\
& + \frac{G}{\Delta z} \left(\frac{u(z, y, z+\Delta z) - 2u(x, y, z) + u(x, y, z-\Delta z)}{\Delta z} - \frac{\varphi_y(x, y, z+\Delta z) - \varphi_y(x, y, z-\Delta z)}{2} \right) = \\
& = \Delta u(x, y, z) \left(\frac{2E}{(1+\alpha)\theta(x,y,z)\Delta y^2} + \frac{2G}{\Delta y^2} + \frac{2G}{\Delta z^2} \right); \\
\\
& \frac{E}{(1+\alpha)\theta(x,y,z)} \frac{v(x, y+\Delta y, z) - 2v(x, y, z) + v(x, y-\Delta y, z)}{\Delta y^2} + \\
& + \frac{G}{\Delta x} \left(\frac{v(x+\Delta x, y, z) - 2v(x, y, z) + v(x-\Delta x, y, z)}{\Delta x} - \frac{\varphi_z(x+\Delta x, y, z) - \varphi_z(x-\Delta x, y, z)}{2} \right) + \\
& + \frac{G}{\Delta z} \left(\frac{v(x, y, z+\Delta z) - 2v(x, y, z) + v(x, y, z-\Delta z)}{\Delta z} - \frac{\varphi_x(x, y, z-\Delta z) - \varphi_x(x, y, z-\Delta z)}{2} \right) = \\
& = Dv(x, y, z) \left(\frac{2E}{(1+\alpha)\theta(x,y,z)\Delta y^2} + \frac{2G}{\Delta x^2} + \frac{2G}{\Delta z^2} \right); \\
\\
& \frac{E}{(1+\alpha)\theta(x,y,z)} \frac{w(x, y, z+\Delta z) - 2w(x, y, z) + w(x, y, z-\Delta z)}{\Delta z^2} + \\
& + \frac{G}{\Delta x} \left(\frac{w(x+\Delta x, y, z) - 2w(x, y, z) + w(x-\Delta x, y, z)}{\Delta x} - \frac{\varphi_y(x+\Delta x, y, z) - \varphi_y(x-\Delta x, y, z)}{2} \right) + \\
& + \frac{G}{\Delta y} \left(\frac{w(x, y+\Delta y, z) - 2w(x, y, z) + w(x, y-\Delta y, z)}{\Delta y} - \frac{\varphi_x(x, y+\Delta y, z) - \varphi_x(x, y-\Delta y, z)}{2} \right) = \\
& = Dw(x, y, z) \left(\frac{2E}{(1+\alpha)\theta(x,y,z)\Delta x^2} + \frac{2G}{\Delta x^2} + \frac{2G}{\Delta y^2} \right);
\end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ПРОЕКТИРОВАНИЕ. РАСЧЕТ

$$\begin{aligned}
 & \frac{G}{\Delta y} \left(\frac{u(x, y + \Delta y, z) - u(x, y - \Delta y, z)}{\Delta y} - \frac{\varphi_z(x, y + \Delta y, z) + \varphi_z(x, y, z) + \varphi_z(x, y - \Delta y, z)}{2} \right) + \\
 & + \frac{G}{\Delta x} \left(\frac{v(x + \Delta x, y, z) - v(x - \Delta x, y, z)}{\Delta x} + \frac{\varphi_z(x + \Delta x, y, z) + 2\varphi_z(x, y, z) + \varphi_z(x - \Delta x, y, z)}{2} \right) = \\
 & = \Delta\varphi_z(x, y, z) \left(\frac{G}{\Delta y} + \frac{G}{\Delta x} \right); \\
 & \frac{G}{\Delta x} \left(\frac{w(x, y + \Delta y, z) - w(x, y - \Delta y, z)}{\Delta y} - \frac{\varphi_x(x, y + \Delta y, z) + 2\varphi_x(x, y, z) + \varphi_x(x, y - \Delta y, z)}{2} \right) - \\
 & - \frac{G}{\Delta z} \left(\frac{v(x, y, z + \Delta z) - v(x, y, z - \Delta z)}{\Delta z} + \frac{\varphi_x(x, y, z + \Delta z) + 2\varphi_x(x, y, z) + \varphi_x(x, y, z - \Delta z)}{2} \right) = \\
 & = \Delta\varphi_x(x, y, z) \left(\frac{G}{\Delta y} + \frac{G}{\Delta z} \right); \\
 & \frac{G}{\Delta z} \left(\frac{u(x, y, z + \Delta z) - u(x, y, z - \Delta z)}{\Delta z} - \frac{\varphi_y(x, y, z + \Delta z) + 2\varphi_y(x, y, z) + \varphi_y(x, y, z - \Delta z)}{2} \right) - \\
 & - \frac{G}{\Delta x} \left(\frac{w(x + \Delta x, y, z) - w(x - \Delta x, y, z)}{\Delta x} - \frac{\varphi_y(x + \Delta x, y, z) + 2\varphi_y(x, y, z) + \varphi_y(x - \Delta x, y, z)}{2} \right) = \\
 & = \Delta\varphi_y(x, y, z) \left(\frac{G}{\Delta x} + \frac{G}{\Delta z} \right),
 \end{aligned} \tag{5}$$

где $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ — шаг пространственной сетки по соответствующим направлениям; α — угол поворота условного напряжения деформации; θ — обобщенные функции угла поворота зацепления.

Численное моделирование деформации сводилось к перерасчету поля перемещений (u, v, w) и поворотов ($\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$) по формулам (4)–(5) для всех конечно-разностных элементов. Процесс перерасчета повторялся до тех пор, пока не выполнялось условие: $\Delta u < \xi, \Delta v < \xi, \Delta w < \xi$, где ξ — точность вычисления перемещений (в расчетах $\xi = 10^{-9}$ м).

Начальные условия при расчете полей деформаций и напряжений для всех элементов пространства детали были приняты как: $u = 0, v = 0, w = 0, \varphi_x = 0, \varphi_y = 0, \varphi_z = 0$. Границные условия различаются для разных элементов, поскольку предполагается

наличие нескольких типов границ. Для границ между объектом и свободным пространством напряжения на соответствующих гранях элементов отсутствуют: $\varepsilon_x = \varepsilon_y = \varepsilon_z = 0, \tau_{xy} = \tau_{yz} = \tau_{zx} = \tau_{yx} = \tau_{zy} = \tau_{xz} = 0$. Для границ в области приложения внешней механической нагрузки напряжения на гранях элементов будут иметь некоторое постоянное значение, задаваемое в качестве исходного параметра для конкретного вычислительного эксперимента. Например, для приложенной вертикально нагрузки: $\varepsilon_x = 0, \varepsilon_y = \varepsilon_{\text{нагр}}, \varepsilon_z = 0, \tau_{xy} = \tau_{yz} = \tau_{zx} = \tau_{yx} = \tau_{zy} = \tau_{xz} = 0$. Для границ в области воздействия на объект внешней опоры положение граничных элементов будет фиксированным по определенным направлениям в зависимости от вида опоры. Например, для жестко закрепленного в некоторых областях объекта значения $u = 0, v = 0, w = 0, \varphi_x = 0, \varphi_y = 0,$

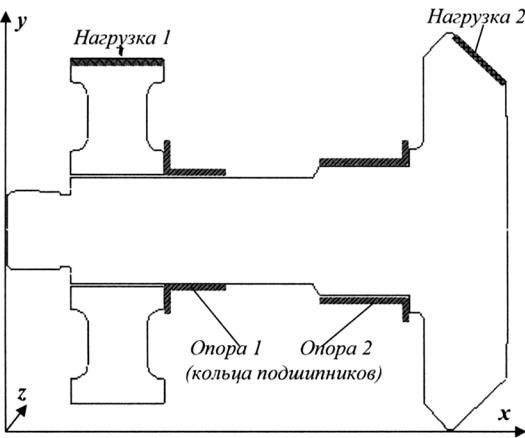


Рис. 3. Схема размещения опор и приложения нагрузок при численном моделировании деформаций и напряжений, возникающих в механической системе "шестерня цилиндрической передачи — вал ведущей шестерни"

$\varphi_z = 0$ будут сохраняться постоянными в процессе всего моделирования.

Результаты моделирования. На основе представленной модели разработана программа "ПроМех-1". Программа "ПроМех-1" позволяет рассчитывать в трех сечениях детали во времени поля напряжений и деформаций. Возможен просмотр 3d-объекта в за-

висимости от анализируемого свойства. Так, выделив точку в координатной плоскости детали, можно получить трехмерное изображение напряжений. Существует дополнительная возможность численного представления распределения в табличном виде значений напряжений и деформаций в выделенной плоскости, что может быть использовано для оценки критических напряжений.

На рис. 3 представлена схема размещения опор и приложения нагрузок при численном моделировании деформаций и напряжений, возникающих в механической системе "шестерня цилиндрической передачи — вал ведущей шестерни". Рассмотрим результаты моделирования вала ведущей шестерни, полученного с помощью программного обеспечения "ПроМех-1". Как видно из рис. 3, скользящими опорами вала являются внутренние кольца подшипников. Они препятствуют перемещению соответствующих поверхностей вала не только перпендикулярно оси вала (в направлениях u и z), но и вдоль оси вала (направление x). Причем вал ведущей шестерни имеет опору слева (не может перемещаться в направлении $-x$), а шестерня цилиндрической передачи — справа (не может перемещаться в направлении $+x$). Нагрузки были распределены рав-

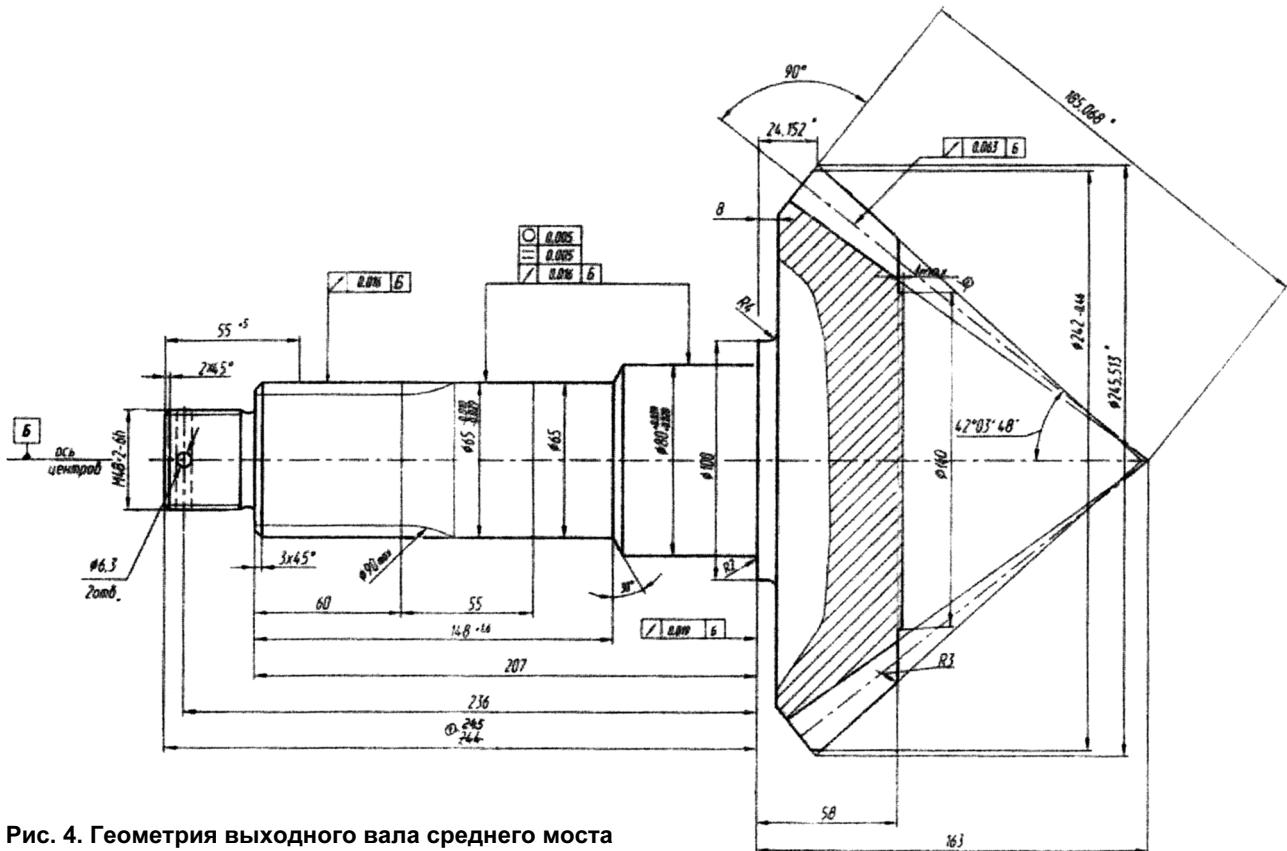


Рис. 4. Геометрия выходного вала среднего моста

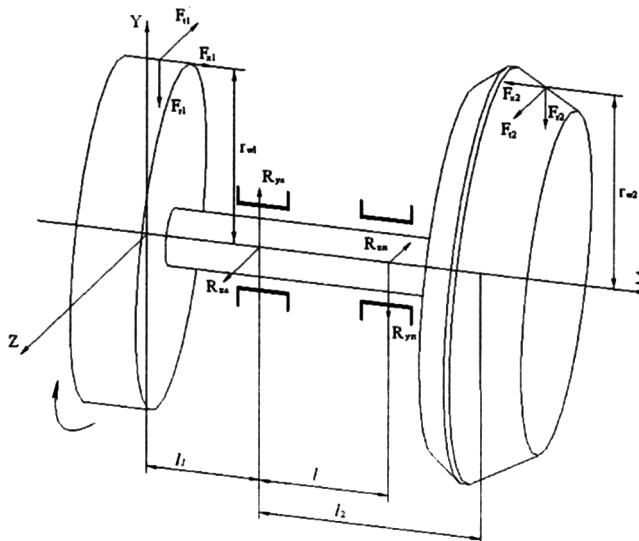


Рис. 5. Схема для определения действующих на вал нагрузок:

F_x, F_y, F_z — силы соответственно осевая, радиальная, тангенциальная; R_x, R_y — реакции опоры

номерно вдоль соответствующих линий зацепления зубчатых передач.

Результатом моделирования детали является трехмерное векторное поле перемещений (u, v, w) материала моделируемых объектов под влиянием нагрузок и опор, а также взаимным влиянием объектов друг на друга. На рис. 4, 5 представлена исходная геометрия рассчитываемой детали. Направление перемещений после приложения соответствующих нагрузок в основных сечениях пока-

зано на рис. 6—8. По этим распределениям можно рассчитать уровень деформаций в различных элементах моделируемой механической системы.

На рис. 6 представлено вертикальное сечение поля перемещений, проходящее вдоль оси вала. Из рис. 6 видно, что под действием приложенных нагрузок шестерня цилиндрической передачи поворачивается перпендикулярно оси вращения вала в плоскости рисунка (xy) по часовой стрелке. Причем центром этого вращения является верхняя часть левой боковой грани внутреннего кольца левого подшипника (опора 1). Ведущая шестерня под действием нагрузок поворачивается перпендикулярно оси вращения вала в плоскости рисунка (xy) против часовой стрелки.

Причем центром этого вращения является верхняя часть правой боковой грани внутреннего кольца правого подшипника (опора 2). Сам вал под действием шестерен прогибается незначительно благодаря опорам (внутренняя поверхность колец подшипников). Только левый конец вала заметно смещается вверх под действием поворота шестерни цилиндрической передачи.

На рис. 7 представлено горизонтальное сечение поля перемещений, проходящее

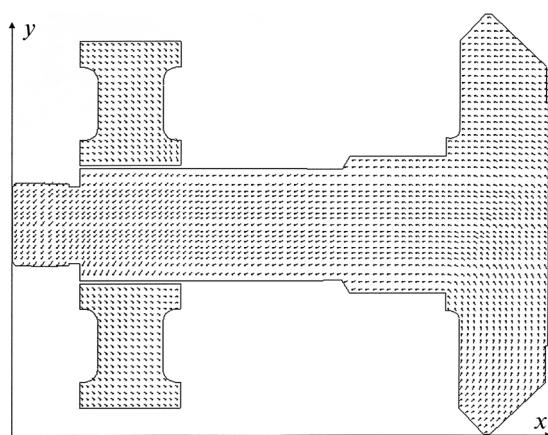


Рис. 6. Вертикальное сечение (xy) трехмерного векторного поля перемещения (u, v, w) материала вала ведущей шестерни и шестерни цилиндрической передачи автомобиля МАЗ, промоделированное в компьютерной системе "ПроМех-1"

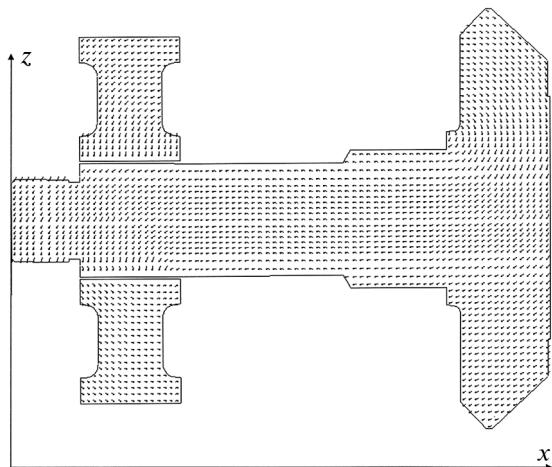


Рис. 7. Горизонтальное сечение (xz) трехмерного векторного поля перемещения (u, v, w) материала вала ведущей шестерни и шестерни цилиндрической передачи автомобиля МАЗ, промоделированное в компьютерной системе "ПроМех-1"

ПРОЕКТИРОВАНИЕ. РАСЧЕТ

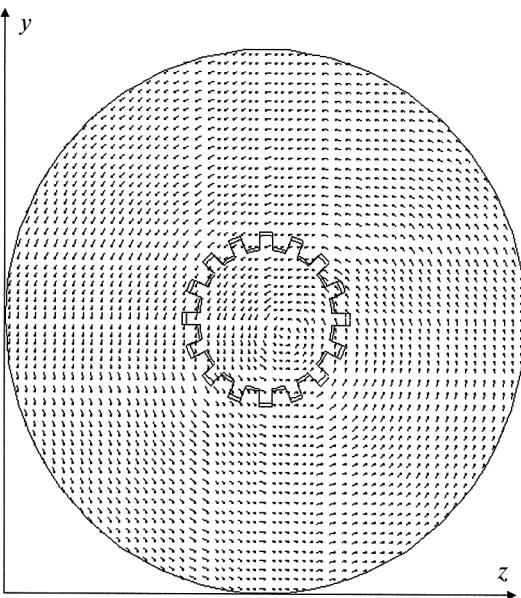


Рис. 8. Среднее вертикальное сечение (yz) трехмерного векторного поля перемещения (u , v , w) материала вала ведущей шестерни автомобиля МАЗ, рассчитанное в программе "ПроМех-1"

вдоль оси вала. Из рисунка видно, что под действием приложенных нагрузок шестерня цилиндрической передачи несколько смещается вперед (направление оси z) и влево (направление $-x$). Ведущая шестерня под действием нагрузок поворачивается перпендикулярно оси вращения вала в плоскости рисунка (xz) по часовой стрелке. Причем центром этого вращения является задняя часть правой боковой грани внутреннего кольца правого подшипника (опора 2). Левый конец вала под действием шестерен смещается вперед (направление $+z$), а правый конец смещается назад (направление $-z$).

На рис. 8 представлено среднее сечение шестерни цилиндрической передачи, перпендикулярное оси вращения вала. Как видно из рисунка, под действием нагрузки на зубьях шестерня вращается по часовой стрелке и передает вращение через шлицевое соединение на вал.

Проведенные расчеты по моделям равновесия показывают возможности анализа напряженно деформированного состояния в деталях автомобиля под действием прикладываемых нагрузок.

Трехмерное изображение позволяет оценить характер перекоса шестерен при приложении нагрузок относительно оси вращения вала. По результатам моделирования трехмерного поля перемещения материала механической системы "шестерня цилиндрической передачи — вал ведущей шестерни" было рассчитано трехмерное поле деформаций и соответствующее трехмерное поле механических напряжений.

Таким образом, представленные результаты моделирования деформационного поля, возникающего в валу ведущей шестерни, показывают "болевые" точки детали, что необходимо учитывать при проектировании деталей автомобильной техники.

Вывод. Предложены математические модели, основанные на условиях равновесия, для расчета деформаций в деталях автомобильной техники, учитывающие особенности пространственного распределения детали. По этим моделям разработана система автоматизированного моделирования "ПроМех-1" и проиллюстрированы ее возможности для оценки деформационных нагрузок. В результате компьютерного моделирования распределения деформаций и механических напряжений в системе "шестерня цилиндрической передачи — вал ведущей шестерни" выявлены пространственные области, в которых вал ведущей шестерни подвергается наибольшим механическим нагрузкам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агапов, В. П. Метод конечных элементов в статике, динамике и устойчивости пространственных тонкостенных подкрепленных конструкций [Текст] / В. П. Агапов. — 2000. — 152 с.
2. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин [Текст] / И. А. Биргер. — 1966. — 616 с.
3. Гольденблат, И. И. Длительная прочность в машиностроении [Текст] / И. И. Гольденблат. — 1977. — 249 с.
4. Горский, Л. К. Статистические алгоритмы исследования надежности [Текст] / Л. К. Горский. — 1970. — 400 с.
5. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Текст] / П. Ф. Дунаев. — 1985. — 416 с.
6. Боли, Б. Теория температурных напряжений [Текст] / Б. Боли, Дж. Уэнер. — М.: Мир, 1964. — 405 с.

В данном номере журнала редакция дает информацию по материалам конференции, организованной ОАО "АСМ-холдинг" в апреле 2009 г. на тему "Итоги работы российской автомобильной промышленности в I квартале 2009 года"

Редакция

Введение. Для комплексного улучшения тягово-скоростных, топливно-экономических свойств, устойчивости, управляемости, виброзащиты автомобилей, а также повышения их безопасности авторами разработана автоматическая мегасистема модульного типа (рис. 1). Система включает

центральный электронный блок 1,

локальные электронные блоки сканирования переднего 2 и заднего 10 пространства автомобиля, управления двигателем 3, сцеплением 4, коробкой передач 5, траекторией движения автомобиля 6, положением кузова 7, торможением 8, дифференциалом 9, навигацией 11,

исполнительные механизмы систем управления двигателем 12, сцеплением 13, коробкой передач 14, дифференциалом 15, траекторией движения 16, положением кузова 17, торможением 18,

датчики перемещений педалей управления автоматической системой 19 и тормозной системой 20, органа, управляющего подачей топлива, 21, штока исполнительного цилиндра сцепления 22, подпрессоренных масс 23, датчики угла поворота рулевого колеса 24 и управляемых колес 25, ориентации автомобиля в пространстве 26, номера включененной передачи 27, нейтрального положения в коробке передач 28, ускорения автомобиля 29, угловых скоростей коленчатого вала двигателя 30, первичного вала коробки передач 31 и колес 32,

устройства сканирования дорожной поверхности 33, пространственного сканирования 34, приема-передачи данных 35, диагностики 36 и индикации 37.

Исполнительные механизмы электропневматического типа 17 и 18 соединены с энергоносителем 38, исполнительные механизмы 12–16 электромеханического типа подключены к бортовой электросети автомобиля. Мегасистема в автоматическом режиме обеспечивает управление тягой и торможением автомобиля, траекто-

Результаты экспериментальных исследований автомобилей, оснащенных средствами автоматики

УДК 629.113-585
Ал. М. Захарик,
Ан. М. Захарик,
канд. техн.
наук, доценты,
МАЗ

Разработана автоматическая система, обеспечивающая управление тягой автомобиля, траекторией его движения, положением кузова, торможением и навигацией. Описана общая схема разработанной автоматической системы. Проведен анализ и приведены результаты испытаний автомобилей, оснащенных разработанной автоматической системой.

Ключевые слова: автомобиль, автоматическое управление, гистограмма, датчик, диаграмма, динамика, исследование, крутящий момент, нагрузка, осциллограмма, передача, процесс, частота вращения.

рией его движения, положением кузова и навигацией.

Методика испытаний. Испытаниям подвергались автомобили МАЗ-544008, оборудованные и не оборудованные мегасистемой, а также автомобили-аналоги зарубежного производства. При проведении испытаний использовалась многоканальная измерительная система "M3 INTEGRA 1", телеметрическая система FM K1 и усилитель KWS — 3073. В ходе испытаний регистрировались крутящие моменты в трансмиссии, частота вращения карданного вала, скорость и ускорение автомобиля, перемещение органов управления автомобилем, состояние узлов силового агрегата и расход топлива (табл. 1).

Испытательный этап № 1 отражает дорожные условия эксплуатации большегрузных автопоезд-

и

39

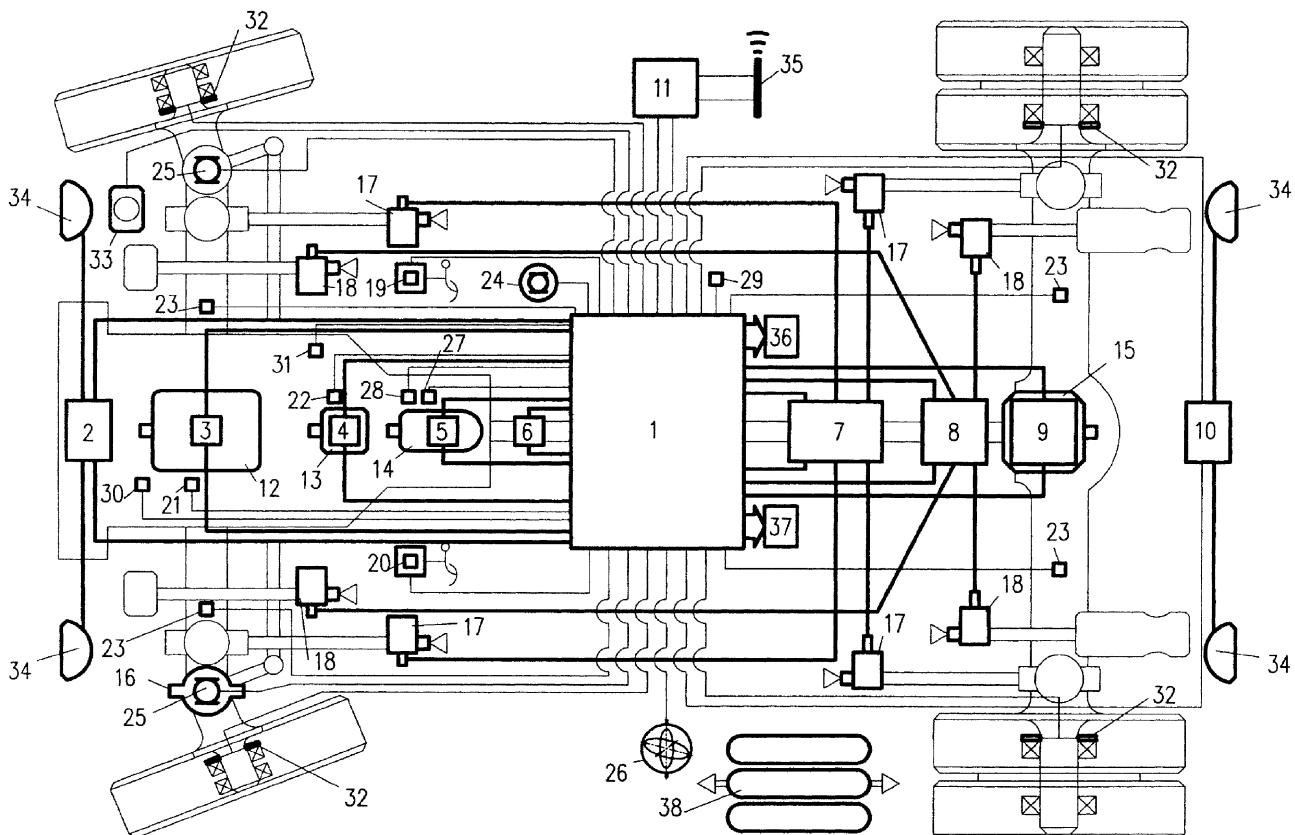


Рис. 1. Схема мегасистемы автомобиля

дов на обустроенных автомобильных магистралях первой и второй технических категорий с равнинным и слабохолмистым продольным профилем.

Испытательные этапы № 2, № 9—№ 11 характерны для эксплуатации автомобилей на автомагистралях как с разделенными проезжими частями для движения во встречных направлениях, так и с общей проезжей частью с линией разметки. Условия движения на этом испытательном этапе наиболее характерны для междугородных сообщений на областном уровне.

Испытательные этапы № 3 и № 5 представляют собой автомобильную дорогу своей обустроенностю, шириной проезжей части, качеством покрытия, в наибольшей степени типичную для дорожных условий работы "строительных" самосвалов, автопоездов на базе автомобилей-тягачей с малой кабиной — как седельных, так и "прицепных", одиночных автомобилей.

Испытательный этап № 4 характерен для эксплуатации большегрузных автопоездов, которые используются в основном на перевозках грузов между областными центрами стран СНГ по автомобильным дорогам с холмистым продольным профилем, с нераз-

деленной для движения во встречных направлениях проезжей частью, имеющей 2—3 полосы движения.

Испытательный этап № 6 подобен по продольному профилю составляющим участков этапу № 2, но отличается отсутствием неразделенных проезжих частей и включает участок минской кольцевой автодороги с пригородным характером движения большой интенсивности.

Испытательные этапы № 7 и № 8 характерны для эксплуатации автомобилей в городских условиях, где по отношению к движению с заданной скоростью преобладают динамические фазы движения: трогание автомобиля с места, его разгон, торможение и остановка, которым свойственны сравнительно высокие уровни ускорений и замедлений.

Кроме движения по этапам в реальных условиях эксплуатации проводились также испытания при движении задним ходом, движении на повороте, переезде препятствий и бросках сцепления. При движении автомобилей на повороте испытания проводились при скоростях движения 10 и 40 км/ч. Броски сцепления выполнялись при частотах вращения коленчатого вала двигателя 2000 и 1000 мин⁻¹ при трогании автомобилей с места на первой и второй пе-

Краткая характеристика испытательных этапов

Номер испытательного этапа	Длина, км	Краткая характеристика рельефа местности	Средневзвешенная статистическая характеристика сложности продольного профиля σ_i ср. взв., %	Скорость воздуха, м/с	Температура воздуха, °C	Маршрут этапа
1	29,8	Малохолмистый, равнинный	1,80–1,97	2–9	15–23	Минская кольцевая дорога — автомагистраль М1 — аэропорт "Минск-2"
2	71,6	Холмистый	2,31	2–9	15–23	Аэропорт "Минск-2" — автомагистраль М1
3	33,7	Холмистый	2,97	1–6	17–20	Острошицкий городок — Радошковичи
4	49,5	Холмистый	2,66	2–8	16–20	Радошковичи — Держинск — автомагистраль М1
5	44,7	Холмистый	2,70	3–9	12–15	Заславль — Держинск — автомагистраль М1
6	41,4	Холмистый	2,4	3–9	12–15	Держинск — Минск — кольцевая дорога — Могилев
7	135,2	Равнинный, малохолмистый, холмистый	2,49	2–6	*	Улицы Минска: Радиальная — Столетова — Сурганова — Орловская — Аэродромная — Денисовская — Ванеева — Радиальная
8	135,2	Равнинный, малохолмистый, холмистый	2,49	2–6	*	Улицы Минска: Радиальная — Ванеева — Денисовская — Аэродромная — Орловская — Сурганова — Столетова — Радиальная
9	69	Равнинный	2,69	3–9	-3–0	Трест — Москва
10	97,8	Холмистый	2,55	2–6	-4–0	Аэропорт "Минск-2" — Курган Славы — Логойск — аэропорт "Минск-2"
11	71,7	Холмистый	2,51	2–6	-10÷-5	Заславль — Красное — Заславль

* Испытания автомобилей на этапах № 7 и № 8 проводились при температуре воздуха соответственно 12–15 и -4–0 °C.

редачах. В ходе испытаний при переезде препятствий использовались препятствия треугольной формы высотой 100 мм и длиной 1500 мм, расположенные перпендикулярно продольной оси автомобиля. Продолжение препятствий выполнялось при скоростях движения 10 и 40 км/ч.

Типовые результаты испытаний. В ходе испытаний получен массив силовых и кинематических факторов при движении автомобилей по испытательным маршрутам № 1—№ 11. На основе полученного массива построено более 350 гистограмм, образцы

которых представлены на рис. 2 и 3. Получен блок значений крутящих моментов при трогании автомобилей и переключении передач для различных режимов движения (образцы временных диаграмм крутящих моментов на карданном валу и полуосях ведущего моста приведены на рис. 4–10).

При движении задним ходом автомобилей-аналогов крутящие моменты составляли от минус 650 до минус 1020 Н · м на карданном валу и от минус 510 до минус 830 Н · м на полуосях ведущего моста. В то же время в трансмиссии наблюдались колебания с



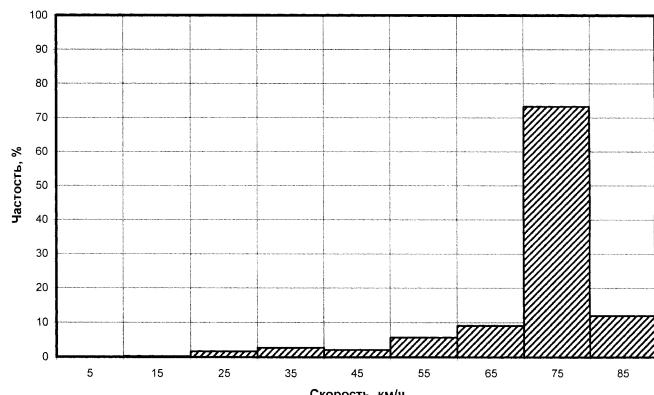


Рис. 2. Образец гистограммы распределения скорости автопоезда МАЗ-544008, оборудованного системой автоматического управления, при движении по испытательному маршруту этапа № 1

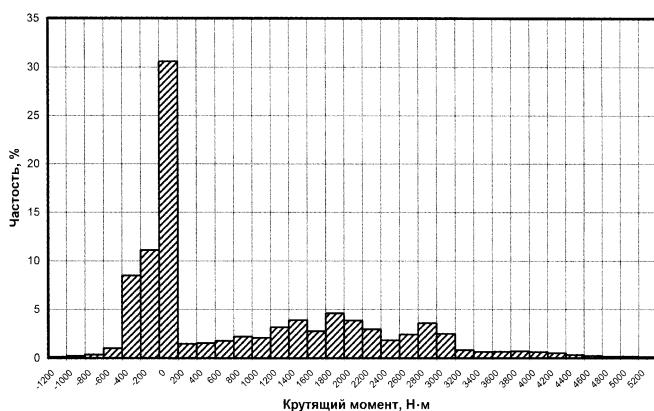


Рис. 3. Образец гистограммы распределения крутящего момента на карданном валу при движении автомобиля-аналога с командным управлением по испытательному маршруту этапа № 7

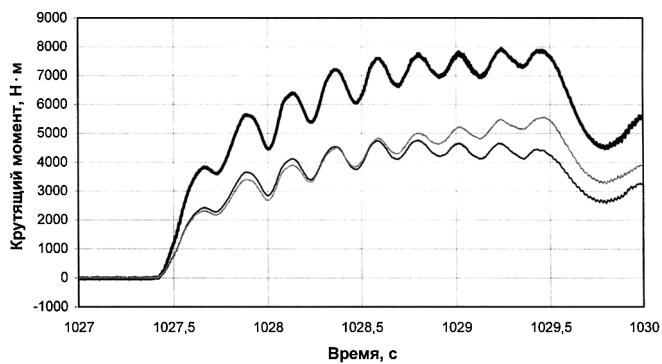


Рис. 4. Образец временной диаграммы крутящих моментов на карданном валу и полуосях ведущего моста при интенсивном разгоне автопоезда МАЗ-544008, оборудованного автоматической системой:

— карданный вал; — правая полуось; — левая полуось

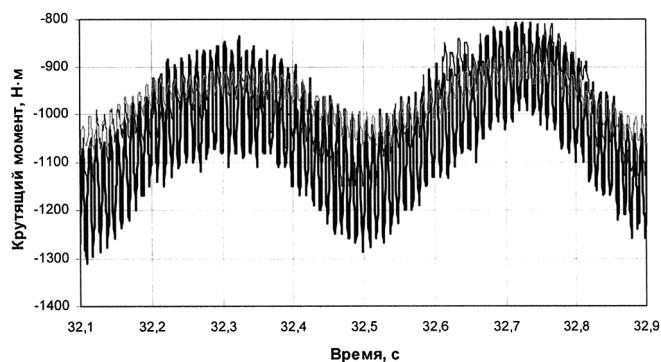


Рис. 5. Образец временной диаграммы крутящих моментов на карданном валу и полуосях ведущего моста при движении автомобиля-аналога задним ходом:

— карданный вал; — правая полуось; — левая полуось

частотой около 90 Гц и амплитудой 90—100 Н·м на карданном валу и 10—30 Н·м на полуосях ведущего моста (образец временной диаграммы представлен на рис. 5).

Значения крутящих моментов на карданном валу и полуосях ведущего моста при движении автопоезда МАЗ-544008, оборудованного системой автоматического управления, на повороте с различными скоростями представлены в табл. 2 (образец временной диаграммы приведен на рис. 6).

На рис. 7 и 8 даны современные диаграммы крутящих моментов на карданном валу и полуосях ведущих мостов автомобиля при наезде на препятствие со скоростями 10 и 40 км/ч. В табл. 3 приведены значения колебаний крутящих моментов на кардан-

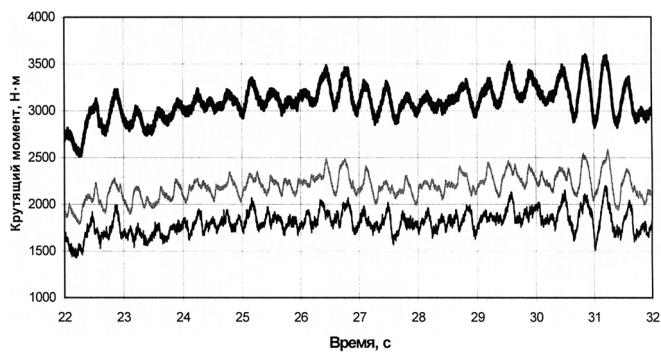


Рис. 6. Образец временной диаграммы крутящих моментов на карданном валу и полуосях ведущего моста при движении со скоростью 40 км/ч автопоезда МАЗ-544008, оборудованного системой автоматического управления, на повороте влево:

— карданный вал; — правая полуось; — левая полуось

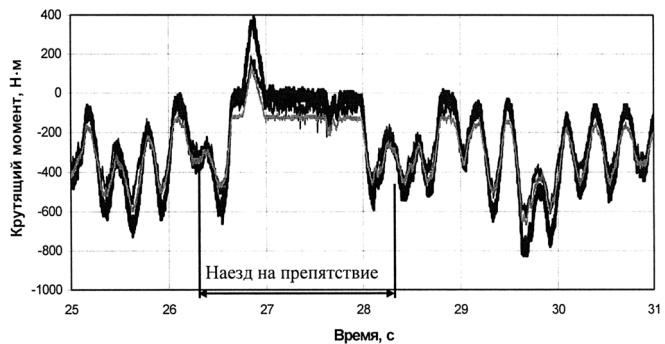


Рис. 7. Образец временной диаграммы крутящих моментов на карданном валу и полуосях ведущего моста автобуса МАЗ-344008, оборудованного системой автоматической управления, при наезде на препятствие со скоростью 10 км/ч:

— карданный вал; — правая полуось; — левая полуось

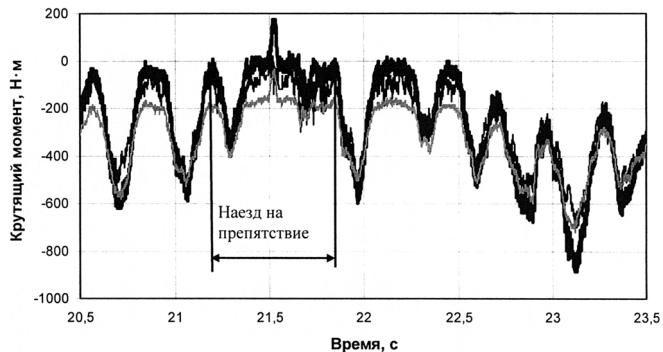


Рис. 8. Образец временной диаграммы крутящих моментов на карданном валу и полуосях ведущего моста автобуса МАЗ-544008, оборудованного системой автоматической управления, при наезде на препятствие со скоростью 40 км/ч:

— карданный вал; — правая полуось; — левая полуось

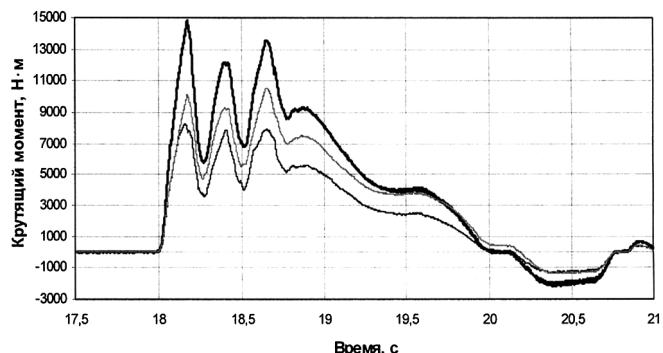


Рис. 9. Образец временной диаграммы крутящих моментов на карданном валу и полуосях ведущего моста автобуса автомобиля-аналога при броске сцепления на первой передаче при частоте вращения коленчатого вала двигателя 2000 мин⁻¹:

— карданный вал; — правая полуось; — левая полуось

ном валу и полуосях ведущего моста при наезде на препятствие.

Образцы временных диаграмм крутящих моментов на карданном валу и полуосях ведущего моста автобусов автомобилей-аналогов при бросках сцепления на первой и второй передачах представлены соответственно на рис. 9 и 10.

Заключение. Наименее нагруженным по значениям эквивалентных крутящих моментов является этап № 1 ($M_{\text{экв}} = 690,6\text{--}700,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — на карданном валу, $M_{\text{экв}} = 417,1\text{--}459,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — на полуосях ведущего моста). Небольшие значения эквивалентных крутящих моментов вызваны тем, что на данном этапе значительную часть пробега автобуса двигались с малыми приводными моментами (например до 85,4 % пробега автобуса двигались с приводным крутящим моментом не более 1200 Н·м на карданном валу и 800 Н·м на полуосях ведущего моста). При этом на данном этапе минимальными по величине являлись и тормозные крутящие моменты ($M_{\text{экв}} = -121,8\text{--}-109,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — на карданном валу, $M_{\text{экв}} = -100,4\text{--}-90,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — на полуосях ведущего моста). Большую часть этапа автобуса двигались со скоростью 72–83 км/ч (87 % общего пробега на этапе). Это обусловлено в основном малыми продольными уклонами дорожного полотна и наличием двух полос для движения транспортных средств в каждом направлении.

Наиболее нагруженными являются этапы № 7 и № 8, на которых преобладают динамические фазы движения: трогание автомобилей с места, их разгон и замедление. Поэтому на данных этапах колебания динамических моментов в трансмиссии достигают максимальных значений: от минус 500 до 3100 Н·м на карданном валу (частота составляет 86–89 %) и от минус 500 до 2100 Н·м на полуосях ведущего моста (частота составляет 92–94 %). Эквивалентные крутящие моменты на этапах № 7 и № 8 равны



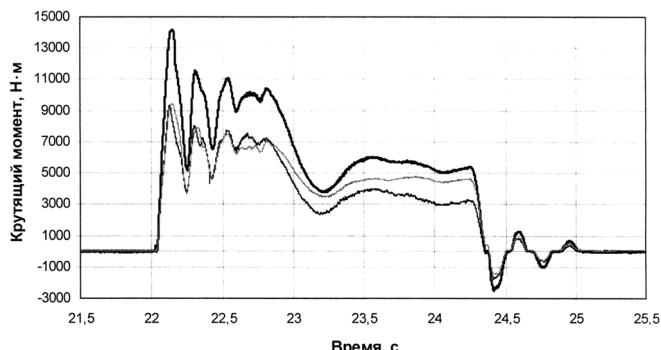


Рис. 10. Образец временной диаграммы крутящих моментов на карданном валу и полуосях ведущего моста автопоезда автомобилей-аналогов при броске сцепления на второй передаче при частоте вращения коленчатого вала двигателя 2000 мин⁻¹:

— — карданный вал; — — правая полуось; — — левая полуось

Таблица 2

Крутящие моменты на карданном валу и полуосях ведущего моста при движении на повороте автопоезда МАЗ-544008, оборудованного системой автоматического управления

Скорость движения, км/ч	Узел трансмиссии	Крутящий момент, Н·м	
		поворот влево	поворот вправо
10	Карданный вал	2180—3450	1790—3150
	Полуось	1270—1920 1460—2270	1280—1950 1230—1780
40	Карданный вал	2510—3430	2100—3450
	Полуось	1490—2120 1810—2530	1370—2280 1350—2150

Таблица 3

Колебания крутящих моментов на карданном валу и полуосях ведущего моста при наезде на препятствие

Автопоезд	Скорость движения, км/ч	Узел трансмиссии	Крутящий момент, Н·м
МАЗ-544008, оборудованный системой автоматического управления	10	Карданный вал	370
		Полуось	левая 240 правая 210
	40	Карданный вал	200
		Полуось	левая 190 правая 185
Автомобиль-аналог	10	Карданный вал	1700
		Полуось	левая 1150 правая 1070
	40	Карданный вал	2130
		Полуось	левая 540 правая 630

$M_{ЭКВ} = 918—923,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$ на карданном валу и $M_{ЭКВ} = 564,3—579,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$ на полуосях ведущего моста. При этом тормозные крутящие моменты равны $M_{ЭКВ} = -181,8 \div -162 \text{ Н}\cdot\text{м}$ на карданном валу и $M_{ЭКВ} = -130,5 \div -117,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$ на полуосях ведущего моста. Средние приводные крутящие моменты составляют 450—459,9 Н·м на карданном валу и 275,4—280,8 Н·м на полуосях ведущего моста. Наиболее вероятные скорости находятся в интервале 43—60 км/ч (вероятность движения с данными скоростями составляет около 59 %). Средняя скорость движения автопоездов на этапах № 7 и № 8 составляет 47—49 км/ч.

На этапах № 2—№ 6 и № 9—№ 11 крутящие моменты изменялись от минус 300 до 1900 Н·м на карданном валу (частота составляет 89—96 %) и от минус 300 до 1400 Н·м на полуосях ведущего моста (частота 94—97 %). Наиболее вероятными скоростями при движении автопоездов на этапах № 2—№ 6 и № 9—№ 11 как в нагруженном, так и в снаряженном состоянии являются скорости в интервале 64—80 км/ч. При этом дисперсия скоростей движения по интервалам для нагруженного автопоезда выше (если для автопоезда в снаряженном состоянии вероятность движения со скоростями 64—80 км/ч составляет 83—95 %, то для нагруженного автопоезда 68—84 %).

При движении по этапам № 1 и № 2 как для снаряженных, так и для нагруженных автопоездов наиболее часто используется девятая (высшая) передача, на которой автопоезда проходят 79—96 % пути. Здесь реализация преимуществ автоматического управления незначительна: нагруженность звеньев трансмиссии снижается и средняя скорость автомобилей с автоматическими системами повышается на 1,2—1,7 % по сравнению с автомобилями, системы управления которых работают в командном (не автоматическом) режиме. На этапах № 3—№ 6, а также по мере увеличения степени нагрузки автопоездов путь, проходимый на девятой (высшей) передаче, уменьшается на 10—27 %. Соответственно увеличивается количество переключений передач в автоматическом режиме и несколько выше становится эффективность автоматического управления: увеличение средней скорости автомобилей составляет 2,3—2,9 %. В то же время при движении на этапах № 7 и № 8 (температура окружающего воздуха 12—15 °C) для снаряженных автопоездов наиболее часто используются седьмая, восьмая и девятая передачи, для нагруженного автопоезда — пятая, шестая и седьмая передачи. Кроме того, на этих этапах частота использования нейтральной передачи возрастает (при движении по

этапам № 1—№ 6 — на 2—6 %, при движении по этапам № 7 и № 8 — на 12,2—16,3 %). В результате существенно увеличивается не только общее количество переключений передач, но и количество фаз трогания автомобиля с места в автоматическом режиме. Следовательно, на этапах № 7 и № 8 (температура окружающего воздуха 12—15 °C) преимущества автоматического управления возрастают: нагруженность узлов трансмиссии снижается и скорость автомобилей увеличивается на 11,7—13,5 %. Последний показатель выше на 2,5—2,9 % для нагруженных автомобилей, так как в этом случае наблюдается максимальный пробег автомобилей, соответствующий динамическим fazam их движения.

Результаты испытаний показали, что при движении по этапам № 9—№ 11 для снаряженных и нагруженных автопоездов наиболее часто используется девятая (высшая) передача, сравнительно реже — восьмая. Поэтому автоматические системы на этих этапах обеспечивают снижение нагруженности узлов трансмиссии и повышение средней скорости автомобилей лишь на 1,9—2,1 %. В связи с тем, что на этапах № 9—№ 11 частость использования восьмой передачи возрастает на 10,7—15,2 % по отношению к той же передаче на этапах № 1 и № 2, соответственно на этапах № 9—№ 11 выше на 0,21—0,43 % средние значения скоростей автомобилей. При движении на этапах № 7 и № 8 (температура окружающего воздуха —4—0 °C) наиболее часто используются четвертая, пятая, шестая и седьмая передачи (на них автопоезд проходит 61—63 % пути на маршруте), а также нейтральная передача (частость ее использования возрастает на 14—19 %). Движение накатом на этапах № 7 и № 8 составляет 28—33 % пути автомобиля. Соответственно автоматические системы на этих этапах в большей степени повышают тягово-скоростные свойства автомобилей: их скорость увеличивается на 12,9—14,1 %.

Сопоставляя результаты испытаний автомобилей с автоматическими системами, можно заключить: на этапах № 1—№ 8 при температуре воздуха 12—23 °C преимущества какой-либо отдельной системы не выявлено. Однако в сложных дорожных ус-

ловиях на этапах № 7—№ 11 при температуре воздуха —10—0 °C разработанная система обеспечила в большей степени увеличение скорости автомобиля и снижение нагруженности его узлов трансмиссии. Преимущества системы автоматического управления максимально реализованы на этапах № 7 и № 8: по сравнению с автомобилями-аналогами увеличение скорости составило 5,3—6,4 %, снижение нагруженности 4,5—6,3 %. Более высокие тягово-скоростные свойства при оборудовании автомобилей разработанной системой были получены за счет реализации закономерностей, обеспечивающих регулирование скорости изменения тягового момента при переключении передач и трогании автомобиля с места (в частном случае исключается резкое возрастание тягового момента на этих режимах), а также учитывающих характер взаимодействия шин ведущих колес и дорожной поверхности.

У автомобилей-аналогов, не оборудованных системами автоматического управления, при наезде на препятствие увеличивается амплитуда колебаний динамических моментов в трансмиссии. Амплитуда колебаний крутящих моментов зависит от скорости движения автомобиля и включенной передачи. При испытаниях автомобиля МАЗ-544008, оснащенного системой автоматического управления, было зафиксировано существенное уменьшение амплитуды колебаний (на 1270—4720 Н · м) за счет регулирования (уменьшения) тягового момента (при относительно высоких скоростях движения автомобиля) или частичного размыкания сцепления (при движении автомобиля со скоростями, характерными для трогания с места) в момент наезда на препятствие (оценивается по изменению скорости перемещения колеса).

При движении задним ходом нагруженного автопоезда МАЗ-544008, оборудованного системой автоматического управления, и автомобилей-аналогов приводные крутящие моменты составляли от минус 650 до минус 1020 Н · м на карданном валу и от минус 510 до минус 830 Н · м на полуоси ведущих мостов. Для снаряженных автопоездов наблюдались кратковременные пики динамических моментов в трансмиссии



(80—530 Н · м на карданном валу и 40—320 Н · м на полуосях ведущего моста). Это происходит вследствие того, что при движении автомобиля подрессоренная и неподрессоренные массы совершают колебания, в результате чего изменяется величина вертикального усилия в области контакта шин с дорогой. Величина динамической составляющей крутящего момента в этом случае зависит от скорости изменения вертикальной реакции. Таким образом, для служебного режима движения задним ходом (броски сцепления, а также тяговые режимы, близкие к броску сцепления, исключены) в хороших погодных условиях (этапы № 1—№ 7) автоматические системы только облегчают работу водителя. Улучшение тягово-скоростных свойств автомобилей, оснащенных автоматическими системами, наблюдается в сложных дорожных условиях (этапы № 7—№ 11 при температуре окружающего воздуха –10—0 °C).

При повороте нагруженных автопоездов влево крутящие моменты на левой полуоси в среднем на 190—380 Н · м выше, чем на правой полуоси. При повороте вправо крутящие моменты на правой полуоси в среднем на 90—240 Н · м выше, чем на левой полуоси. Такая закономерность характерна не только для этапов № 1—№ 6, но также и для этапов № 7—№ 11, для которых коэффициент сцепления шин ведущих левых колес не совпадает с коэффициентом сцепления шин ведущих правых колес. Разработанная автоматическая система учитывает приведенную закономерность, регулируя тяговые силы с учетом взаимодействия ведущих колес и дорожного покрытия, за счет чего обеспечивает снижение динамической нагруженности деталей трансмиссии на данном режиме и улучшение тягово-скоростных свойств автомобиля.

Исследования динамических процессов в трансмиссии при бросках сцепления показали, что максимальные динамические моменты для нагруженных автомобилей-аналогов составляют на карданном валу 5250—6380 Н · м (на первой и на второй передачах) при частоте вращения коленчатого вала двигателя 1000 мин^{–1} и 14080—14760 Н · м (на первой и второй передачах) при частоте вращения колен-

чатора вала двигателя 2000 мин^{–1} соответственно. Максимальные динамические моменты для ненагруженных автомобилей-аналогов при броске сцепления на карданном валу достигают до 10640 Н · м (на первой передаче) и 9610 Н · м (на второй передаче) при частоте вращения коленчатого вала двигателя 2000 мин^{–1}. Соответственно экстремально высокие динамические моменты в трансмиссиях этих автомобилей фиксировались на полуосях ведущих мостов (6130—10370 Н · м). Кроме того, наблюдались колебания крутящих моментов в трансмиссии с частотой 4—4,5 Гц и амплитудами от 6890 до 9310 Н · м на карданном валу и от 4370 до 5890 Н · м на полуосях ведущего моста. При броске сцепления на первой передаче и при частоте вращения коленчатого вала двигателя 2000 мин^{–1} коэффициент динамических нагрузок превысил номинальное значение и произошла поломка шестерен первой передачи коробки передач автопоезда МАЗ-544008, не оборудованного системой автоматического управления. Автомобили МАЗ-544008, оборудованные разработанной системой, в отличие от автомобилей-аналогов исключают бросок сцепления, что обеспечивает снижение нагруженности звеньев трансмиссии (максимальный зарегистрированный момент на карданном валу при трогании с места не превышал 3190 Н · м, что меньше по сравнению с испытанными автомобилями в 1,6—2,1 раза).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Захарик, А. М. Силовые агрегаты полноприводных автомобилей Минского автозавода [Текст] / А. М. Захарик, Ю. М. Захарик // Грузовик &. — 2006. — № 12. — С. 33—37.
2. Захарик, Ал. М. Конкурентные решения при создании трансмиссии большегрузных автомобилей [Текст] / Ал. М. Захарик, Ан. М. Захарик, А. Г. Выгонный, Ю. М. Захарик, Д. В. Вихренко // Техника. Экономика. Организация. — 2004. — № 3. — С. 23—24.
3. Захарик, Ан. М. Алгоритмы оптимизации параметров динамической нагруженности трансмиссии большегрузных АТС [Текст] / Ан. М. Захарик, Ал. М. Захарик, Ю. М. Захарик, А. А. Гологуш // Автомобильная промышленность. — 2005. — № 11. — С. 35—36.
4. Захарик, Ан. М. Компьютерный эксперимент при исследовании динамических процессов в трансмиссии транспортного средства [Текст] / Ан. М. Захарик, Ал. М. Захарик, Ю. М. Захарик, А. А. Гологуш // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2004. — № 10. — С. 21—24.

Инновационные процессы широко применяются в жизни и в совокупности объединяют научно-технические, технологические и организационные изменения в процессах развития. При этом изменяются уже сложившиеся, старые традиционные процессы и структуры деятельности, которые необходимо заменить новыми.

Поясним, что такое инновации и как их применять в жизни организации. Инновации базируются на многих науках: философия, психология, технические, экономические и др., которые направлены на успешное решение поставленных целей и получение конечного положительного результата. Применяемые инновационные процессы должны рассматривать всю совокупность научно-технической, производственной, маркетинговой и организационной деятельности, направленной на удовлетворение потребителей. Этого же требуют российские и международные стандарты ГОСТ Р ИСО 9001—2001, 9004—2001 и др., в которых даны рекомендации по улучшению деятельности менеджмента предприятий и фирм по выполнению и удовлетворению требований потребителей.

Как показывает опыт развития стран (США, Япония, Германия и др.), темпы экономического роста связаны с появлением базисных инноваций. В случае, когда базисные инновации исчерпывают свой потенциал, наблюдается ситуация технологического пата, которая определяет застой в экономическом и промышленном развитии.

Темпы экономического роста и цикличность развития связаны с появлением базисных инноваций, новых предприятий, товаров и услуг [1–3 и др.].

Существуют инновации первого рода [1], к которым относятся новые открытия, изобретения и идеи, впервые внедряемые в производство, и инновации второго рода, к которым

Оценка инновационных работ в автопредприятии и сервисе

УДК 338.2 (075.8)
Ю. И. Иванов,
канд. техн. наук,
СамГТУ

Приведена оценка и классификация инновационных работ (ИР); дана таблица показателей и рекомендаций по их применению; описан комплексный метод и даны формулы по оценке различных ИР. Показаны примеры расчета; описаны этапы оценки инновационных работ.

Ключевые слова: классификация инновационных работ (ИР), таблица показателей, формулы для оценки ИР с помощью средневзвешенных показателей, этапы оценки и примеры расчета.

относятся изобретения, ноу-хай, идеи и открытия, внедряемые повторно, т. е. эти новинки уже применялись ранее [1]. Создатели новой технологии, т. е. инноваторы, исходят из таких критериев, как универсальность и новизна, а имитаторы из таких критериев, как жизненные циклы (ЖЦ) изделий и процессов и их экономическая эффективность.

В настоящее время экономика развитых стран является результатом непрерывных инновационных процессов. При этом инновации должны иметь четкую ориентацию на конечный результат (обычно прикладного характера) и рассматриваться как сложный процесс, обеспечивающий определенный технический и социально-экономический эффект [1, 2].

Существует несколько классификаций инноваций: в работе [1] приведены обобщенные признаки классификации инноваций, состоящие из 18 признаков, инновации делятся на крупнейшие, крупные, средние и мелкие.

Крупнейшие (базисные) инновации реализуют крупнейшие изобретения, которые являются переворотом в технике, при этом формируются новые направления и отрасли. Обычно такие инновации

Экономика

требуют длительного времени и крупных затрат, но дают значительный по уровню экономический эффект.

Крупные инновации формируют новое поколение техники по данному направлению. Они реализуются в более короткие сроки и с меньшими затратами, но эффект от них тоже значителен.

Средние инновации реализуют и создают новые модели и модифицируют технику и технологии, которые заменяют устаревшие на более эффективные и прогрессивные.

Мелкие инновации улучшают отдельные производственные или потребительские параметры выпускаемых изделий (моделей) на основе применения мелких изобретений и технологий, которые дают небольшую эффективность предприятию.

Предприятия и фирмы всегда должны разрабатывать инновационную политику, которая изменяется во времени и требует определенных затрат и усилий работников. От правильности выбора, поставленных целей и задач и реализации этой политики зависят успех и деятельность фирмы.

Последовательность инновационного процесса можно представить в следующем виде [1]:

- выявление проблемной ситуации;
- формирование целей инновации;
- анализ существующего положения;
- принятие решения о целесообразности разработки инноваций определенного вида;
- разработка или проектирование;
- согласование и утверждение проекта инноваций;
- подготовка объекта к инновации;
- внедрение инноваций;
- оценка фактической эффективности производства;
- устаревание и отмена инноваций.

Следовательно, инновации имеют фазы жизненного цикла, которые необходимо преодолевать для их успешной реализации.

Практика и рынок требуют оптимизации жизненного цикла, быстрого завершения и сокращения отдельных сроков и этапов инноваций и скорейшего их внедрения в производство. При этом необходимо быстро заменять устаревшие инновации, которые уже не обеспечивают требуемого экономического эффекта. Можно привести много примеров из зарубежного и отечественного опыта, когда новин-

Таблица 1

Наименование инновационных работ, показатели и рекомендации по их применению

№ по пор.	Наименование инновационных работ	Рекомендации по разработке и применению	Общее количество рекомендуемых показателей
1	Система менеджмента качества (СМК), включает разделы: ответственность руководства; менеджмент ресурсов; процессы жизненного цикла продукции; измерение, анализ и улучшение	ГОСТ Р ИСО 9001—2001, 9004—2001 и др. Техническая литература	До 21
2	Научно-технические исследования, которые возможно применить в конструкциях автомобилей	Результаты научно-исследовательских работ, патенты, открытия, лицензии, техническая литература и проспекты	До 15
3	Прогрессивные технологические процессы и разработки, связанные с изготовлением деталей, узлов, сборкой и ремонтом автомобилей	Техническая литература, передовые и лицензированные технологии, патенты, ноу-хау, справочники и др.	До 10
4	Высокотехнологичное оборудование, приспособления, инструменты, контрольные и измерительные стенды и приборы, применяемые в автомобилестроении и других отраслях	Каталоги, справочники, техническая литература, проспекты фирм, рекомендации лицензий и др.	До 8—10
5	Оценка качества предлагаемых к внедрению инноваций и ожидаемая эффективность от их применения	Справочники, специальная литература, учебники, внедрения инноваций	До 8—10
6	Подготовка, обучение и подбор кадров для работы над инновационными проектами, на технологическом оборудовании, контрольных стендах, приборах и др.	Программы подготовки и обучения кадров	До 8
7	Отработка, уточнение и выполнение организационных работ и мероприятий по пп. 1—6 в реализации и принятии решений по их внедрению	Планы и этапы выполнения намеченных работ	Расчет наиболее важных показателей и общей оценки

ки изменяются в течение 2—4 лет, а в автомобилестроении, например, изменение узлов, материала деталей и агрегатов, формы и других частей автомобиля происходит еще быстрее (от 0,5 до 1 года). Это обеспечивает высокую конкурентоспособность новой продукции на рынке и создает эффект.

Внедрение новых инноваций является сложным процессом, при этом есть его противники и сторонники, он зависит от многих факторов и требует напряженной работы и энергичных действий всего коллектива предприятия.

Для автопредприятий и автосервисов можно рекомендовать следующие важные работы и показатели по оценке инноваций (табл. 1).

Объем инновационных работ по пп. 1—7 (табл. 1) зависит от стратегии, цели и задачи организации, а также состояния дел в организации, влияния рынка и многих других факторов. При этом инновации могут быть от крупнейших до средних и мелких. Каждая работа может быть оценена определенным количеством единичных показателей, которые характеризуют особенности выполняемой работы и ее значимости в инновационном процессе. Например, СМК (см. п. 1) имеет самое большое количество показателей — 21, которые определяются разделами ГОСТ 9001 и 9004, а раздел по подготовке, обучению и подбору кадров (см. п. 6) можно оценить не более 8 показателями. В случае необходимости количество единичных показателей может быть изменено.

Оценка инновационных работ является сложным, важным и ответственным делом, она должна быть всесторонней, объективной и надежной. В этом случае целесообразно применять комплексный метод оценки [4—6]. При комплексном методе рекомендуется применять единичные показатели, характеризующие одно из свойств объекта или выполненной работы.

Расчет комплексного показателя по баллам A производится по формуле (1), среднего взвешенного арифметического показателя K по формуле (2). При общей оценке системы СМК организации расчет реко-

мендуется проводить по среднему взвешенному показателю B по формуле (3).

Величина A рассчитывается по формуле:

$$A = \sum_{i=1}^n A_i, \quad (1)$$

где A_i — количество баллов единичного показателя; n — число единичных показателей.

Расчет A производится при сравнении вариантов в простых случаях.

При оценке по средним взвешенным арифметическим показателям (K) расчет выполняется по формуле:

$$K = \sum_{i=1}^n P_{oi} \delta_i, \quad (2)$$

где P_{oi} — единичные относительные показатели; δ_i — коэффициент весомости ($\sum \delta_i = 1$).

При определении коэффициента δ_i рекомендуется применять экспертный метод, для чего создается специальная комиссия из семи или более квалифицированных специалистов. Наивысший приоритет получают показатели с максимальным значением δ_i (0,4—0,5), а меньший приоритет — показатели с минимальным значением δ_i (0,1—0,2).

Единичные показатели P_{oi} рассчитываются по формулам:

$$P_{oi} = P_{6i}/P_i \text{ или } P_{oi} = P_i/P_{6i},$$

где P_{6i} и P_i — единичные показатели соответственно базового и сравниваемого нового варианта или конструкции.

Данный метод объективен, так как единичные показатели имеют конкретные и разные значения (см. ниже пример 2). Применение того или другого отношения зависит от значения и свойств показателей. Принято считать, что если $P_{oi} > 1$, то это хорошо, и, наоборот, если $P_{oi} < 1$ — это плохо, хотя другие значения P_{oi} при оценке могут иметь значение больше 1.

При оценке инноваций по пп. 2—6 (табл. 1) расчет эффективности рекомендуется производить по формулам (1) или (2).

При оценке СМК (см. п. 1, табл. 1) необходимо учитывать разделы российского и международного стандарта (ГОСТ Р ИСО 9001—2001), который является обязатель-

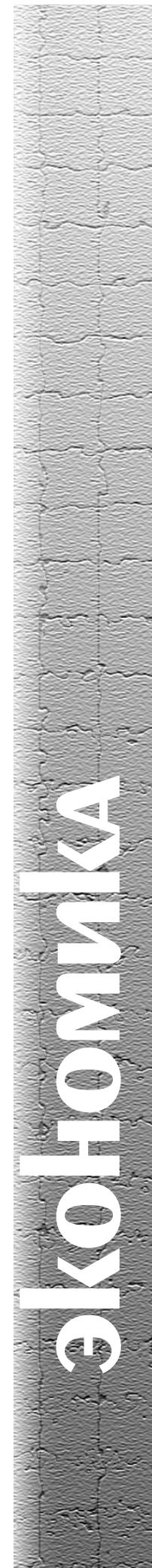


Таблица 2

Разделы и показатели для оценки СМК по ГОСТ 9004—2001

№ раздела	Наименование раздела стандарта и число показателей	Буквенное обозначение общих показателей разделов	Общее число единичных показателей	Параметр весомости δ
1	Ответственность руководства, 6 (O_1-O_6)	O	6	δ_1
2	Менеджмент ресурсов, 4 (M_1-M_4)	M	4	δ_2
3	Процессы жизненных циклов (ЖЦ), 6 ($\Pi_1-\Pi_6$)	P	6	δ_3
4	Измерение, анализ и улучшение, 5 (I_1-I_5)	I	5	δ_4

Причина 1. Буквенные обозначения показателей даются по первой букве наименования раздела. 2. Общее число единичных показателей соответствует числу показателей в разделах стандарта.

ным для всех организаций независимо от вида, размера подставляемой продукции или услуги (работы). В стандартах разработана модель СМК с применением системного подхода, определяющая взаимодействие основных частей системы, где потребители играют главную, существенную роль при определении входных и выходных показателей. ГОСТ 9004—2001 включает в СМК наиболее важные оценочные разделы системы. Ниже дается кратное описание предлагаемой методики оценки системы (табл. 2).

Общую оценку всей СМК организации рекомендуется производить по среднему взвешенному арифметическому показателю B по формуле:

$$B = O_c \delta_1 + M_c \delta_2 + \Pi_c \delta_3 + I_c \delta_4, \quad (3)$$

где O_c , M_c , Π_c , I_c — общие средние значения единичных показателей разделов стандарта в баллах;

4

$\delta_1-\delta_4$ — коэффициенты весомости, $\sum \delta_i = 1$.

Для каждого раздела рассчитываются общие средние значения показателей (O_i-I_i) по значениям единичных показателей (O_i-I_i) с учетом их числа в разделах и определяются по формулам:

$$O_c = 6O_i; M_c = 4M_i; \Pi_c = 6\Pi_i \text{ и } I_c = 5I_i, \quad (4)$$

где 6, 4, 6 и 5 — число единичных показателей в разделах (см. табл. 2).

Единичные показатели рекомендуется оценивать по пятибалльной системе. При высоком каче-

стве выполнения работы оценивается 5 баллами; при хорошем — 4 баллами; при посредственном — 3 баллами; при неудовлетворительном — 2 баллами и при отсутствии оценочных данных дается 1 балл. Следовательно, общие показатели в каждом разделе при наличии максимальных значений единичных показателей ($O_{\max}-I_{\max}$), равных 5 баллам, будут соответственно в баллах следующими:

$$O_{\max} = 6 \cdot 5 = 30; M_{\max} = 4 \cdot 5 = 20; \\ \Pi_{\max} = 6 \cdot 5 = 30 \text{ и } I_{\max} = 5 \cdot 5 = 25.$$

Минимальные значения этих же показателей при единичных показателях, равных 1 баллу, соответственно будут следующими: $O_{\min} = 6$; $M_{\min} = 4$; $\Pi_{\min} = 6$ и $I_{\min} = 5$. Если принять, что $\delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = \delta_4 = 0,25$, $\Sigma \delta = 1$, то $B_{\max} = 26,25$ балла, а $B_{\min} = 5,25$ балла. Таким образом, максимальные значения показателей являются предельными. Любая организация должна стремиться к их достижению, а минимальные значения общих показателей свидетельствуют о том, что их надо улучшить и направить всю работу сотрудников на повышение качества системы. Рекомендуется через аудиты периодически проводить анализ показателей СМК, а далее организация должна разрабатывать мероприятия и наметить конкретные пути по улучшению показателей системы.

Ниже приведены примеры использования оценки инноваций по средним взвешенным показателям.

Рассмотрим оценку применяемой в организации СМК и ее эффективность в разное время работы по величине B .

Потребитель требует улучшить качество ремонта и технического обслуживания в организации и удовлетворить его возросшие требования. Организация ставит перед СМК цель и разрабатывает рекомендации по улучшению деятельности с учетом требований ГОСТ Р ИСО 9004—2001. Для этого предлагаются следующие мероприятия:

- четкая политика в области качества;
- повышение ответственности руководителей за работу;
- улучшение финансового положения и выделение дополнительных средств на покупку высокопроизводительного технологического оборудования, инструмента, измерительной аппаратуры, на повышение квалификации работников;
- усиление работы аудита и другие мероприятия.

Пример 1. Требуется оценить старую и предлагаемую новую СМК (данные см. в табл. 3) АТП.

Аудит показал следующие оценки организации, работающей по старой системе СМК (табл. 3). При этом

Результаты аудитов старой и новой СМК АТП

№ раздела	Наименование раздела ¹	Буквенное обозначение и число единичных показателей	Средняя оценка старой системы, баллы	Средняя оценка новой системы, баллы, за работу в течение			δ'_i	δ''_i
				2-х мес.	4-х мес.	6-и мес.		
1	Ответственность	O _c , 6	4	4	5	5	0,3	0,6
2	Менеджмент ресурсов	M _c , 4	3	4	4	4	0,2	0,1
3	Процессы ЖЦ	P _c , 6	3	4	5	5	0,3	0,2
4	Измерения	I _c , 5	3	3	4	5	0,2	0,1
Значения показателя B при δ'_i			18	20,6	25,2	26,2	$B'_{\max} = 27$	$B''_{\max} = 28,5$
Примечания. 1. После аудитов средние значения единичных показателей O _c —I _c в старой и новой системах приведены в баллах.								

¹ Дано сокращенно.

были больше претензии потребителей к качеству ремонта автомобилей. Значения показателя для всей старой системы по формуле (3):

$$B_c = 6O_c\delta_1 + 4M_c\delta_2 + 6P_c\delta_3 + 5I_c\delta_4 = \\ 6 \cdot 4 \cdot 0,3 + 4 \cdot 3 \cdot 0,2 + 6 \cdot 3 \cdot 0,3 + \\ + 5 \cdot 3 \cdot 0,2 = 18.$$

Таким образом, в организации, работающей по старой СМК, $B_c = 18$ при $B'_{\max} = 27$, т. е. имеется большой разрыв в качестве работы по всем разделам СМК. После намеченных мероприятий и улучшения качества работы по всем разделам СМК внутренний аудит показал новые средние оценки и наблюдались улучшения показателей ($O_c - I_c$) во времени (от 2 до 6 месяцев). Из приведенных данных видно, что за 2 месяца работы по новой системе оценки увеличились во 2 и 3 разделах и остались такими же в 4 разделе; это привело к увеличению значения B с 18 до 20,6.

В дальнейшем новая система улучшала свою работу в организации и аудиты показали, что после 6 месяцев работы показатель B достиг значения, равного 26,2, т. е. достиг почти максимального значения, равного 27. Следовательно, новая система СМК в организации себя оправдала и выполнила поставленные задачи.

Приведенная методика оценки носит гибкий характер, позволяет рассчитать величину B в любое время с учетом новых условий рынка и применяемых значений коэффициента весомости δ''_i (см. табл. 3). Например, если принять другие значения δ''_i , то максимальное значение B'_{\max} изменится с 27 до 28,5. При этом следует заметить, что

для объективной оценки по единичным показателям их рекомендуется определять независимым внешним аудитом с отражением результата контроля в документах.

Пример 2. Технические службы организации, изучив техническую литературу и патенты, предложили изменить технологию серийного ремонта двигателей и заменить на окончательной операции хонингования блоков цилиндров абразивные бруски (старая технология) на алмазные на эластичной связке марки Р11 (новая технология). АТП поставило цель — улучшить качество ремонта и эксплуатационные свойства двигателя у потребителей. Бруски на эластичных связках Р11 при окончательном хонинговании обеспечивают шероховатость Ra 0,1–0,3 мкм, зеркальную поверхность, на которой сохраняется сетка с рисками от предыдущих операций, что хорошо сохраняет смазочный материал, снижает угар масла и создает другие преимущества [7]. Многочисленные испытания показали, что цилиндры двигателей после плосковершинного хонингования имеют меньший износ и высокую работоспособность [8]. При этом для сравнения выбраны четыре наиболее важных разных по значениям показателя, относящихся к технической (2, 3, 4) и экономической стороне процессов.

Сравнительные данные по старой и новой технологиям приведены в табл. 4.

При этом у базового варианта все показатели были приняты за 1, а все показатели у нового варианта хонингования рассчитывались как относительные.



Таблица 4
Сравнительные показатели вариантов [7]

№ показателя	Сравниваемые показатели	По старой технологии		По новой технологии		δ_i
		P_i	P_{oi}	P_i	P_{oi}	
1	Стоимость комплекта брусков, руб.	234	1	2150	0,108	0,3
2	Время обработки одного цилиндра, мин	1	1	0,3	3,3	0,2
3	Силы резания P_z , кН, при давлении 0,98 МПа	0,8	0,01	0,6	0,133	0,001
4	Производительность хонингования одного цилиндра, мин	0,9	1	0,3	3	0,4

Примечание. 1. Величины δ_i определялись экспертым методом ($\Sigma \delta = 1$).

Из приведенных данных видно, что по новой технологии расчетные значения P_{o2} , P_{o3} и P_{o4} лучше и их значения больше 1, а значение P_{o1} хуже и меньше единицы. Из принятых показателей приоритеты имеют 1-й и 4-й, у которых δ_i равны соответственно 0,3 и 0,4, показатели 2-й и 3-й имеют δ_i меньше (0,2 и 0,1). Сравнение операций и расчет величин K производится по формуле (2). Расчет показал, что у базового варианта средний взвешенный показатель $K_b = 1$, а у нового варианта $K_h = 2,02$, т. е. в два раза больше. Следовательно, новая технология лучше и ее целесообразно применять при ремонте двигателей.

Для окончательного выбора предлагаемой инновации необходимо изготовить партию двигателей и

выполнить расчет реальной экономической эффективности для автосервиса при ее внедрении.

Все расчеты показателей величин A , K , B и других рекомендуется выполнять на ЭВМ с применением разработанных программ или программы Excel, что значительно ускорит получение надежных результатов.

Оценку инноваций рекомендуется проводить по следующим этапам.

1. Выбор инновации с учетом целей и задач организации по описанной классификации (см. табл. 1).

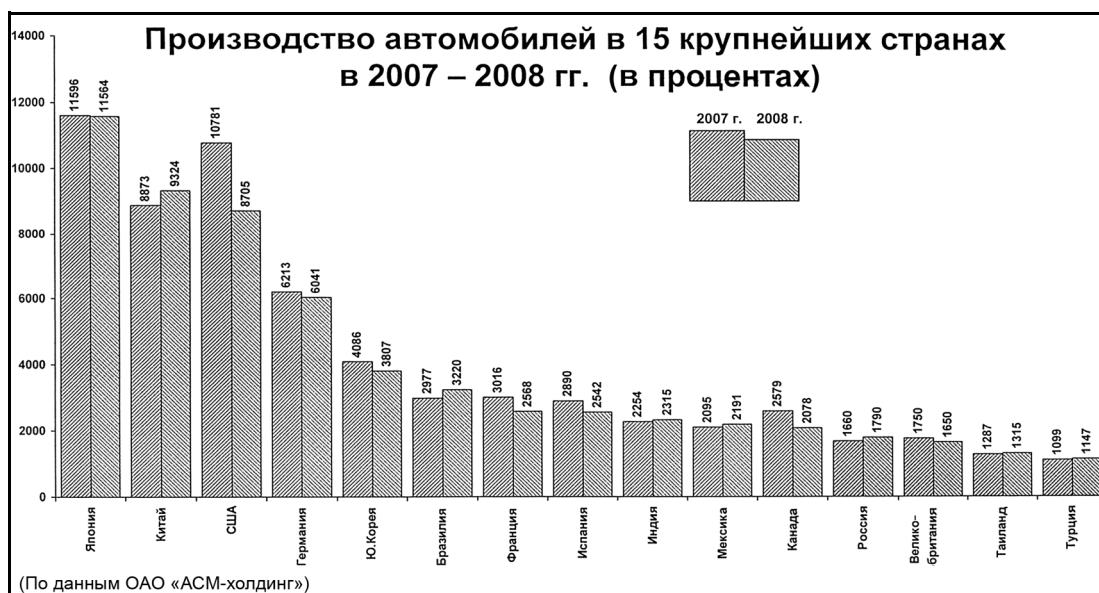
2. Определение количества показателей и их приоритетов для оценки выбранной инновации для внедрения в АТП.

3. Расчет комплексных показателей по формулам (1)–(3) и оценка инновации по сравнению с существующими вариантами.

4. По полученным данным принятие окончательного решения по внедрению предложенной инновации в АТП.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ильдеменов, С. В. Инновационный менеджмент [Текст] / А. С. Ильдеменов, В. П. Воробьев. — М.: ИНФРА-М, 2002. — 208 с.
2. Управление автосервисом: учебное пособие для вузов [Текст] / Под общ. ред. Л. Б. Миротина. — М.: Изд. "Экзамен", 2004. — 320 с.
3. Кабушкин, Н. И. Основа менеджмента: учебное пособие [Текст] / Н. И. Кабушкин. — 2-е изд. — М.: ТОО "Остожье". Мн.: ООО "Новое знание", 1999. — 336 с.
4. Иванов, Ю. И. Оценка эффективности жизненных циклов услуг автосервиса [Текст] / Ю. И. Иванов, Т. Н. Андрюхина // Грузовик &. — 2005. № 3. — С. 11–13.
5. Иванов, Ю. И. Сравнительная оценка автомобилей разных моделей [Текст] / Ю. И. Иванов // Грузовик &. — 2003. — № 4. — С. 18–19.
6. Иванов, Ю. И. Оценка эффективности инструментов со сменными многогранными пластинаами [Текст] / Ю. И. Иванов, О. И. Законов // СТИН. — 2007. — № 6. — С. 7–11.
7. Чеповецкий, И. Х. Основы финишной алмазной обработки [Текст] / И. Х. Чеповецкий. — Киев: Наук. думка, 1980. — 486 с.



Оценка состояния мирового рынка химических источников тока

Общий мировой рынок химических источников тока (ХИТ) в 2005 г. составил 38 млрд (см. рисунок).

В области промышленных и автомобильных аккумуляторных батарей (АБ) пока безраздельно господствуют свинцовые батареи (89 %). Преимуществами свинцовых аккумуляторов являются:

- наиболее старая, отработанная и привычная система;
- низкая цена;
- относительно большие мировые запасы свинца;
- простота и эффективность переработки старых аккумуляторов.

Однако, с другой стороны, недостатками являются:

- необходимость регламентных работ при длительном хранении даже для новых необслуживаемых аккумуляторов;
- невозможность оставления разряженного аккумулятора, особенно при низких температурах;
- "нежелательность" глубоких разрядов;
- невозможность прогнозирования выхода из строя;
- высокая степень экологического загрязнения окружающей среды;
- невозможность размещения в герметичных отсеках.

Тем не менее у потребителей основным параметром при выборе типа ХИТ остается цена.

Рассматривая рынок в разрезе вторичных электрохимических систем, можно отметить следующие особенности. В области источников тока для портативной техники намечен переход на продукцию третьего поколения, что вызывает резкое повышение требований к характеристикам источников тока. В области источников тока специального применения, например, в программе перевооружения НАТО Land Warrior, поставлена задача достижения показателей, представленных в табл. 1.

Обзор рынка химических источников тока и его проблемы

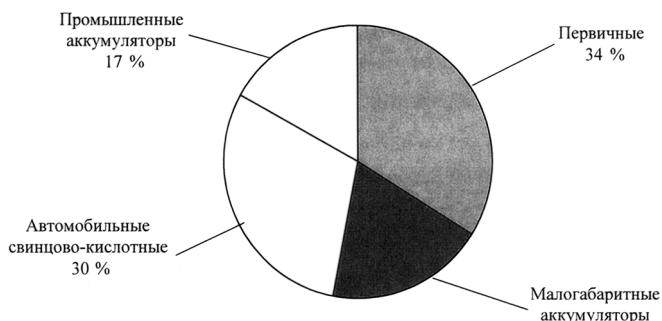
Лебедев С. А.,
канд. техн. наук,
РВАИ

Представлена информация о состоянии мирового и российского рынков химических источников тока. Рассмотрены тенденции развития вторичных химических источников тока. Дано характеристика потребительских параметров хорошего качества аккумуляторной батареи. Раскрыты проблемы российского рынка химических источников тока. Рассмотрены экологические проблемы сбора и переработки химических источников тока.

Ключевые слова: химические источники тока, аккумуляторные батареи, конденсаторы, мировой рынок, российский рынок, экологические проблемы.

Однозначно, что решить эту задачу на основе свинцовых аккумуляторов нельзя. Поэтому среди вторичных систем получили развитие и превалируют электрохимические системы, появившиеся в последние 10–15 лет: никель-металлгидридная (Ni/MH), литий-ионная (Li-ион), литий-полимерная (Li-ион (полимер)).

По состоянию на 2005 г. [1] рынок Ni/Cd аккумуляторов составлял около 950 млн. Рынок отно-



Распределение мирового рынка химических источников тока

Таблица 1

Требования к энергии источников тока третьего поколения

Год	Удельная энергия, кВт · ч/кг
2003	0,27
2005	1,45
2008	3,1
2025	5,9

сительно стабилен со снижением в стоимостном выражении на 5 % в год. Ni/Cd аккумуляторы остаются востребованными для ряда радиостанций, в аварийном освещении, так как более устойчивы по сравнению с другими к глубокому разряду и хранению в разряженном состоянии, менее опасны экологически.

По состоянию на 2005 г. сегмент металлгидридных аккумуляторов составлял 660 млн, при этом он вырос по сравнению с предыдущим годом на 5 %, в основном за счет резкого увеличения производства гибридных электромобилей. Некоторые оптимистичные прогнозы и в дальнейшем связываются с рынком гибридных автомобилей и электромобилей.

Однако по некоторым прогнозам к 2010 г. 70 % рынка малогабаритных аккумуляторов должны занять литиевые.

Тенденции развития сегмента вторичных ХИТ до 2010 г. [1]:

- небольшое снижение общего объема потребления Ni/Cd батарей (около 20–30 %) за счет вытеснения их другими системами;

- несколько более замедленное, но с теми же тенденциями снижение объема потребления Ni/MH аккумуляторов;

- возрастание как доли, так и абсолютной величины вторичных систем на основе лития (Li-ион, Li-ион (полимер)). Вытеснение Ni/Cd и Ni/MH систем, а также суперконденсаторов из доли применения.

Причинами расширения доли применения литиевых аккумуляторов явились:

- достижение и превышение вторичными системами на основе лития практически всех ключевых потребительских показателей: удельных характеристик, емкости, сохраняемости, мощностных параметров, ресурса, температурного диапазона;

- снятие ограничений на создание аккумуляторов большой емкости;

- решение проблемы безопасной эксплуатации;
- снижение стоимости 1 Вт · ч.

Должен также решиться вопрос о применении Li-ионных аккумуляторов в других стратегических

областях, требующих больших емкостей аккумуляторов и значительные разрядные токи (тяговые и стартерные режимы). Это касается в первую очередь военной техники, электромобилей, железнодорожного транспорта, стационарных объектов, объектов авиационного, космического, подводного и ряда других применений.

Естественно, что одними из первых на литий-ионную систему обратили внимание военные. Например, в США литий-ионные аккумуляторы легли в основу широкомасштабной программы перевооружения Land Warrior.

Перспективу имеют и аккумуляторы системы Li/S [1]. Система имеет наибольшую удельную энергию среди других систем. Катод и анод покрыты полимерными пленками, причем катод находится практически в жидким (растворенном) состоянии. Пока непреодоленным для данной системы остается относительно малый ресурс.

В табл. 2 приведены сравнительные данные компании Oxis Energy по достигнутому уровню характеристик перспективных систем ХИТ.

Интенсивно в последнее время ведутся работы в области топливных элементов. Так, фирма PNNL разрабатывает концепцию портативных носимых энергосистем с использованием топливного процессора на микротехнологиях, позволяющих обеспечить 10–100 Вт электроэнергии в течение недель или месяцев. Компактная система на основе топливного элемента на углеводородном топливе имеет удельную энергию 204 кВт · ч/кг.

При массе 0,7 кг и объеме около 1 л, с учетом запаса топлива 0,33 кг источник позволяет полноценно обеспечивать выполнение недельного боевого задания (на которое требуется около 1,7 кВт · ч энергии). Эквивалентная литий-ионная батарея имела бы при этом массу 5,5 кг. Пока система работает на чистом бутане и имеет относительно небольшой ресурс. Ведутся работы по использованию

Таблица 2

Реализованная удельная энергия по данным компании Oxis Energy

ХИТ	Удельная энергия		
	теоретическая, Вт · ч/кг	реализованная, Вт · ч/кг	% от теоретической
Ni/Cd	240	45–80	19–33
Ni/MH	270	60–120	22–44
Li-ион/полимер	640	140–165	22–25
Li/S	2600	350–450	13–17

обычного транспортного (дизельного) топлива и повышению ресурса.

Проводятся интенсивные работы по созданию эффективных топливных элементов для стационарных и подвижных объектов с перспективой создания полностью электрического гибридного автомобиля на комбинированной установке топливный элемент — литий-ионный аккумулятор (ТЭ/ЛИА).

Необходимо отметить еще следующее: в ряде стран, в первую очередь в США, большое внимание сейчас уделяется альтернативной, в том числе водородной, энергетике. Программы хорошо финансируются и имеют реальное воплощение. Уже сейчас закладывается инфраструктура альтернативной энергетики, частью которой является водородная энергетика.

Подводя итог изложенному выше, можно отметить, что по оценкам зарубежных специалистов с точки зрения потребителей хорошая аккумуляторная батарея должна быть:

- низкой стоимости;
- большой емкости;
- с высокими токами разряда;
- с высокими травиметрическими и объемными показателями;
- способная быстро заряжаться;
- с большим ресурсом;
- необслуживаемая;
- с низким саморазрядом;
- работать в широком интервале температур;
- устойчива к воздействию внешних факторов;
- безопасная;
- нетоксичная;
- без требований к специальной утилизации.

Рынок ХИТ во всем мире постоянно растет, темпы не менее 7–8 % в год [2]. Основные мировые тенденции рынка ХИТ:

- устойчивые темпы роста;
- уменьшение доли первичных источников тока в общем объеме;
- сокращение доли свинцово-кислотных аккумуляторов в общем объеме;
- рост продаж ХИТ новых электрохимических систем;
- расширение сфер применения ХИТ;

— миниатюризация ХИТ;

— продвижение товаров с улучшенными эксплуатационными свойствами: необслуживаемость, безопасность, быстрый заряд и др.

Кроме того, при производстве ХИТ наблюдается следующее:

- глобализация (укрупнение производств);
- объединение усилий (совместные предприятия, совместные исследования, конференции);
- увеличение роли научных исследований (преобладание материаловедческих исследований, как итог — значительный рост удельных характеристик);
- большое внимание к утилизации ХИТ;
- новые конструктивные и технологические решения при производстве традиционных ХИТ: плетеные решетки из освинцованных нитей, пеносвинец, биполярные конструкции, совершенствование конструкций высоковольтных батарей и др.;
- огромное преобладание работ по топливным элементам, водородной энергетике, альтернативной энергетике.

Оценка состояния российского рынка химических источников тока

К сожалению, по многим направлениям развития ХИТ российская промышленность по ряду причин отстает. Рассмотрим уровень разработок ХИТ в РФ и перспективы развития отрасли.

В России работают около 20 крупных производителей ХИТ, имеются, как минимум, четыре отраслевых института (бывший ВНИИХТ, НИАИ "Источник", НИИСТА, НИИХИТ). Определились центры развития источников тока, такие как Санкт-Петербург, Саратов, Тюмень. Проводятся работы по серийному внедрению источников тока новых электрохимических систем, закупается новое оборудование, некоторые виды продукции (суперконденсаторы, никель-водородные аккумуляторы) идут на экспорт, развиваются работы по металл-газовым источникам, солнечной энергетике. Но в целом, к сожалению, мировые тенден-



ции пока не характерны для российских производителей.

Вот неполный перечень продукции, которую не производят серийно отечественные заводы при массовом выпуске аналогичной продукции за рубежом:

- первичные солевые элементы;
- первичные щелочные элементы;
- свинцовые аккумуляторы панцирной конструкции;
- герметизированные свинцовые аккумуляторы;
- никель-кадмиеевые цилиндрические аккумуляторы;
- никель-металлгидридные цилиндрические и призматические аккумуляторы;
- литий-ионные аккумуляторы;
- литий-полимерные аккумуляторы.

Конечно, не каждая страна должна иметь в производстве все типы мировой продукции ХИТ. Но характерно, что перечисленные группы ХИТ относятся к высокотехнологичным и наукоемким продуктам.

В последние годы объем выпуска свинцово-кислотных аккумуляторов снижается, этому рынку реально угрожает импорт. Объем выпуска щелочных аккумуляторов значительно снизился по сравнению с 90-ми годами прошлого столетия. По причине снижения объема выпуска традиционной продукции основные производители далеки от освоения литий-ионных, никель-металлгидридных аккумуляторов, не говоря о топливных элементах и электрохимических генераторах.

Проблемы, стоящие перед российскими производителями:

- старые, изношенные морально и физически основные фонды;
- размещение производств в центрах крупных городов и возникающие при этом экологические проблемы;
- отсутствие отраслевой науки, большой разрыв между академической, вузовской наукой и производителями;
- конкуренция со стороны зарубежных производителей, в том числе в стратегически важных применениях;
- отсутствие развитого отечественного рынка материалов для ХИТ;
- отсутствие поддержки со стороны государства, отсутствие программ развития рынка для ХИТ.

Существуют и другие аспекты, связанные с использованием ХИТ. Это слабая работа в области стандартизации и технического регулирования, недекватность общественного мнения по поводу

"вредности" некоторых ХИТ, отсутствие программ по утилизации.

В то же время возросшие требования к энергобеспечению образцов ВВТ диктуют создание ХИТ, электрические и эксплуатационные характеристики которых должны быть на уровне лучших мировых стандартов. Это повышает требования к исходным материалам, используемым в производстве ХИТ. Процесс разработки новых перспективных образцов ХИТ начинается с согласования применения импортного сырья, материалов и комплектующих изделий. В результате не только повышается стоимость источников тока и возникают определенные сложности в отношениях с зарубежными поставщиками, но и в конечном итоге возможна сырьевая зависимость от иностранных производителей.

Специалистами ОАО "НИАИ "Источник" был проведен сравнительный анализ некоторых отечественных и импортных электродных материалов, применяемых при изготовлении различных типов аккумуляторов [3]. Было показано, что отечественные материалы в большинстве своем имеют нестабильные характеристики и по целому ряду параметров (удельная емкость, объемная пористость, срок службы и т. п.) уступают импортным материалам, притом, что некоторые из них имеют более высокую стоимость. Отдельные материалы вообще не выпускаются отечественной промышленностью.

Особого внимания требуют разработка и серийный выпуск отечественных материалов для литий-ионных и литий-полимерных аккумуляторов. На мировом рынке эти виды ХИТ, как уже выше было указано, в последние годы все более уверенно занимают лидирующие позиции практически во всех областях применения — от портативных электронных приборов до транспорта, космической и военной техники. Однако на сегодняшний день в нашей стране для данных типов ХИТ не наложен выпуск высококачественных материалов, позволяющих реализовать все возможности, заложенные в этой электрохимической системе. Обозначенные проблемы показывают, что из множества видов материалов, сырья и компонентов, необходимых для производства конкурентоспособных литий-ионных аккумуляторов, лишь около одной трети могут быть заменены на отечественные. Остальные на сегодняшний день не имеют отечественных аналогов, и вопрос их производства в России требует незамедлительного решения. Данные проблемы касаются не только сырья и активных электродных материалов, но и комплектующих изделий, конструкционных материалов, оборудования и т. д.

Лучше ситуация с другими электрохимическими системами источников тока.

Щелочные аккумуляторы — истинно отечественные аккумуляторы, потому что производятся полностью из российских материалов и комплектующих. Начало создания в нашей стране щелочного направления в начале 30-х годов было обусловлено двумя причинами [4]:

необходимостью иметь аккумуляторы, способные работать в диапазоне температур, наиболее близком к климатическим условиям страны;

необходимостью заменить дефицитный свинец доступными отечественными материалами.

В кризисные для страны годы именно щелочные аккумуляторы обеспечивали военной технике, транспорту и связи независимость от внешних поставок; в 40-е и 90-е годы даже автомобили оснащались щелочными аккумуляторами из-за дефицита свинца.

Производство щелочных аккумуляторов устойчиво развивалось до конца 80-х, но тяжело перенесло кризис 90-х годов. Объем производства по российским предприятиям сократился к 1997 г. в 6,5 раз. Причем щелочные заводы пострадали не столько от открытых границ и зарубежных конкурентов, а в основном от сокращения промышленного производства, оборонных заказов, снижения загрузки авиационного, водного и железнодорожного транспорта.

Современная политика щелочных заводов формируется по двум направлениям:

минимизация стоимости выпускаемых изделий на существующем техническом уровне;

модернизация существующих и создание новых изделий, не уступающих мировым аналогам.

На сегодняшний день основными потребителями щелочных аккумуляторов индустриального назначения являются железнодорожный транспорт — потребляет более 60 % объема производства отечественных предприятий, наземный электротранспорт — потребляет около 30 %, шахтные электровозы, городской электротранспорт, водный транспорт, системы связи, сигнализации и аварийного энергообеспечения, авиаация и спецтехника — потребляют 10 %.

Несколько российских предприятий освоили и производят электрохимические суперконденсаторы систем: углерод-углерод и углерод-оксид металла с щелочными электролитами.

Электрохимические суперконденсаторы (ЭК) занимают промежуточное положение между традиционными конденсаторами и ХИТ. По сравнению с традиционными конденсаторами ЭК имеют в 100—1000 раз более высокую удельную энергию, а по сравнению с ХИТ — в 20—100 раз более высокую удельную мощность. Отличаются необычайно высоким циклическим сроком службы (более 20 млн циклов).

Классификация ЭК [5] следующая:

1-е поколение — углерод/углерод с водными электролитами;

2-е поколение — углерод/углерод с неводными электролитами;

3-е поколение — углерод/фарадеевский электрод с водным электролитом;

4-е поколение — углерод/фарадеевский (+ интеркаляционный) электрод с неводным электролитом.

На территории России наиболее активно работают в области производства ЭК следующие компании:

1) НПО "ЭКОНД", г. Москва (1-е поколение ЭК) — ЭК для пуска ДВС и частично для повышения качества электроэнергии.

2) ЗАО "ЭСМА", г. Троицк, Московской обл. (3-е поколение ЭК) — ЭК для пуска ДВС и частично для повышения качества электроэнергии. Поставляется гибрид в США.

3) ЗАО "ЭЛИТ", г. Курск (1-е и 3-е поколения ЭК) — ЭК для пуска ДВС, частично для повышения качества электроэнергии, для аудиосистем. Основные заказчики в США.

4) ЗАО "НПО "ТехноКор", г. Москва (1-е поколение ЭК) — ЭК для пуска ДВС и для специального применения.

5) Филиал GEN3-Partners (Boston), г. Санкт-Петербург (4-е поколение) — только разработка электродных материалов.

Основные проблемы развития этого направления источников тока:



- вытеснение отечественного конечного потребителя ЭК зарубежными компаниями (автопром, мобильная связь, качество электроэнергии);
- отсутствие ряда продуктов материаловедческой химии, многие материалы закупаются в США;
- слабая информированность потенциального потребителя о параметрах и эксплуатационных преимуществах ЭК;
- невысокий уровень инвестиций и нежелание инвесторов финансировать высокие технологии.

Экологические проблемы

Немаловажными остаются экологические проблемы сбора и переработки ХИТ. По экспертным оценкам на территории РФ, а именно на свалках, на площадках автотранспортных организаций, предприятий железнодорожного, морского и авиационного транспорта находится 1 млн т свинца в виде непереработанного аккумуляторного лома. При существующем положении дел с его утилизацией эта величина должна возрастать, по одним данным — на 50—60 тыс. т в год, по другим — до 100 тыс. т [6]. С другой стороны, отечественные потребители свинца — заводы аккумуляторной, кабельной, химической промышленности уже сейчас испытывают дефицит свинца и его сплавов, оцениваемый теми же 50—60 тыс. т. Сыревая проблема уже привела к резко возросшему импорту свинцовых АБ.

К сожалению, работа над федеральной целевой программой "Охрана окружающей природной среды от свинцового загрязнения и снижения его влияния на здоровье населения" (разрабатываемая во исполнение Постановления Правительства РФ от 26.09.97 г.) до сих пор не закончена.

Согласно общероссийской статистике в настоящее время только 25—30 % отработанных свинцовых АБ собирается для последующей переработки. Ввиду отсутствия в РФ системы их сбора лом закупается небольшими компаниями. Для повышения рентабельности и из-за отсутствия специального оборудования АБ принимаются без электролита (неизбежно содержащего взвесь сульфата и оксида свинца), который бесконтрольно сливается.

Сейчас в РФ не существует ни одного специализированного предприятия по переработке свинцовых АБ, которое отвечало бы современным экологическим и экономическим требованиям. По этой причине основные профильные предприятия — "ЭлектроЗинк" (г. Владикавказ), "Рязцветмет" (г. Рязань),

уже давно нуждаются в дорогостоящей реконструкции. Использование устаревших высокотемпературных технологических процессов (шахтная плавка, электроплавка) приводит к образованию значительного количества отвальных шлаков, загрязненных свинцом, а также газовых выбросов диоксида серы (в случае отсутствия предварительного удаления серы) и диоксинов от сжигания поливинилхлоридной сепарации (переработка без предварительной разделки лома).

В то же время российские производители ХИТ должны выполнять директиву Совета Европейского союза и Европарламента, которая вводит ограничение на оборот тяжелых металлов (в том числе и свинца), используемых в первичных источниках и аккумуляторах, в случаях, если возможно применение альтернативных ХИТ, не содержащих тяжелые металлы, а также предусматривает организацию замкнутого оборота ХИТ, содержащих опасные вещества (в том числе кадмий и свинец). Запрет на использование в ХИТ тяжелых металлов пока не касается промышленных, железнодорожных и автомобильных батарей, а распространяется только на портативные источники. Это связано с тем, что для них уже существуют и широко распространены альтернативные ХИТ — никель-металлгидрид и литий-ион.

Перспектива использования никель-металлгидридных и литий-ионных аккумуляторов на промышленных объектах, железнодорожном и автомобильном транспорте существует, но пока данные системы имеют ограничения по температурному диапазону и высокую стоимость. Они крайне чувствительны к отклонениям заданных режимов заряда и разряда. Надежная, взрыво-пожаробезопасная эксплуатация этих изделий возможна только при наличии специальных систем управления батареей, что значительно увеличивает стоимость данных источников.

В отношении вреда кадмия и свинца для человека и окружающей среды следует отметить, что они относятся к одному классу опасности. Однако свинца в однотипной батарее в 5 раз больше, чем кадмия. Канцерогенность кадмия может проявляться только при попадании внутрь человеческого организма, и если учесть, что прямой контакт обслуживающего персонала с веществом исключен, то данное свойство нисколько не увеличивает вредность никель-кадмевых аккумуляторов.

Таким образом, очевидно, для того чтобы избежать неэффективных решений, необходимо обеспечить постоянный контакт специалистов наибо-

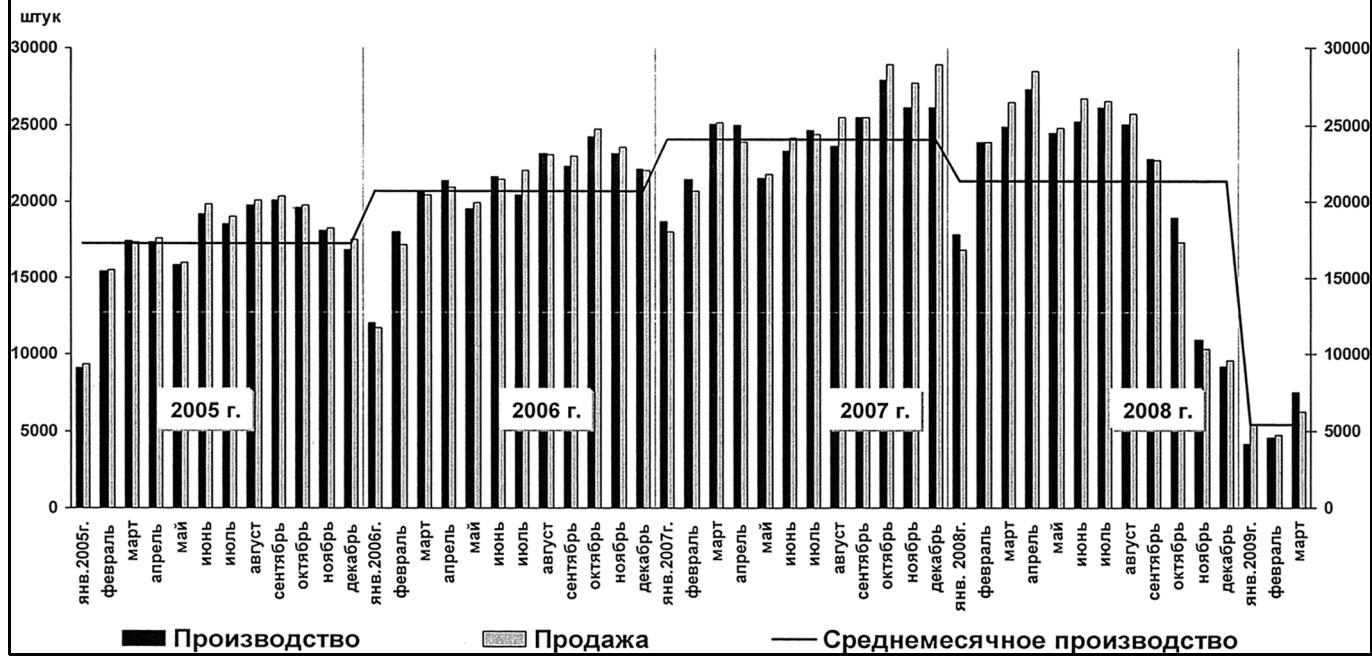
лее важных для государства отраслей со специалистами индустрии ХИТ через функционирование совместных научно-технических советов, которые позволяют организациям, эксплуатирующим ХИТ, точно определять оптимальные решения на сегодняшний день и задавать направления развития производства ХИТ в будущем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Орлов, С. Б.** Развитие рынка источников тока новых электрохимических систем [Текст] / С. Б. Орлов // Проблемы и перспективы разработки и производства источников тока в России. Материалы Международной конференции. Москва, 18–19 апреля 2006 г. — М.: "RUSBAT", 2006. — С. 24–37.
2. **Анисимов, А. Н.** Проблемы развития производства ХИТ в России [Текст] / А. Н. Анисимов, В. В. Семенов // Проблемы и перспективы разработки и производства источников тока в России. Материалы Международной конференции. Москва, 18–19 апреля 2006 г. — М.: "RUSBAT", 2006. — С. 5–7.
3. **Румынский, С. Н.** Проблема материального обеспечения производства современных источников тока для вооружения и военной техники [Текст] / С. Н. Румынский // Проблемы и перспективы разработки и производства источников тока в России. Материалы Международной конференции. Москва, 18–19 апреля 2006 г. — М.: "RUSBAT", 2006. — С. 8–9.
4. **Лопашев, А. В.** Состояние, проблемы и перспективы производства индустриальных щелочных аккумуляторов в России [Текст] / А. В. Лопашев, Е. В. Арапов // Проблемы и перспективы разработки и производства источников тока в России. Материалы Международной конференции. Москва, 18–19 апреля 2006 г. — М.: "RUSBAT", 2006. — С. 17–18.
5. **Беляков, А. И.** Электрохимические суперконденсаторы — текущее состояние и проблемы развития [Текст] / А. И. Беляков // Проблемы и перспективы разработки и производства источников тока в России. Материалы Международной конференции. Москва, 18–19 апреля 2006 г. — М.: "RUSBAT", 2006. — С. 44.
6. **Вайсгант, З. И.** Экологические проблемы сбора и переработки химических источников тока [Текст] / З. И. Вайсгант, М. В. Солдатенко // Проблемы и перспективы разработки и производства источников тока в России. Материалы Международной конференции. Москва, 18–19 апреля 2006 г. — М.: "RUSBAT", 2006. — С. 42.



Ежемесячное производство и отгрузка грузовых автомобилей в России



В. Г. Шибаков,
д-р техн. наук,
проф.,
Камская го-
сударственная
инженерно-
экономическая
академия
В. С. Карабцев,
тл. специалист
И. Д. Валеев,
инж.,
ОАО "КАМАЗ"

Результаты сравнительных дорожных испытаний автомобилей КАМАЗ-65115 с двигателями V-6 и V-8

ОАО КАМАЗ была разработана комплектация автомобиля КАМАЗ-65115 с двигателем V-6. Для оценки эффективности применения данного двигателя на грузовых автомобилях КАМАЗ была разработана и реализована программа сравнительных испытаний автомобилей КАМАЗ-65115, оснащенных двигателями V-6 и V-8. Приведены результаты сравнительных испытаний этих автомобилей.

Ключевые слова: испытания, результаты, скоростные свойства, топливная экономичность.

Для повышения конкурентоспособности и продвижения нового продукта на рынках сбыта в России и других странах СНГ и ближнего и дальнего зарубежья ОАО КАМАЗ была разработана комплектация автомобиля КАМАЗ-65115 (рис. 1) с двигателем КАМАЗ 570.61-280.

С целью оценки эффективности применения данного двигателя на грузовых автомобилях КАМАЗ была разработана и реализована программа сравнитель-

ных испытаний автомобилей КАМАЗ-65115, оборудованных двигателями КАМАЗ 740.62-280 и КАМАЗ 570.61-280 одной и той же мощности — 205 кВт при 1900 мин⁻¹ и крутящим моментом 1200 Н·м при 1300 мин⁻¹. При этом необходимо отметить, что полные массы автомобилей одинаковы, и, следовательно, одинакова и их удельная мощность. Была поставлена задача — оценить влияние двигателя с меньшим числом цилиндров и соответственно меньшего рабочего объема, но имеющего такие же мощность и крутящий момент на скоростные свойства и показатели топливной экономичности автомобиля.

В качестве объектов исследований использовались два автомобиля КАМАЗ-65115 полной массой 25200 кг грузоподъемностью 15 т. Первый из них был оборудован двигателем КАМАЗ 740.62-280 (Евро-3), V-образным 8-цилиндровым, номинальной мощностью 205 кВт при 1900 мин⁻¹ и максимальным крутящим моментом 1200 Н·м при 1300 мин⁻¹. Коробка передач десятиступенчатая, модели 154. Передаточное число главной передачи $i_0 = 4,98$.

На втором автомобиле был установлен двигатель КАМАЗ 570.61-280 (Евро-3), V-образный, 6-цилиндровый, номинальной мощностью 205 кВт при 1900 мин⁻¹ и максимальным крутящим моментом 1200 Н·м при 1300 мин⁻¹ в сочетании с десятиступенчатой коробкой передач модели 154 и главной передачей с передаточным числом $i_0 = 4,98$.

На обоих автомобилях использовались шины модели "КАМА-310", размерности 11.00R20.

Результаты испытаний по определению показателей скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля КАМАЗ-65115 с двигателями V-6 и V-8 приведены в табл. 1.

По результатам испытаний можно заключить, что динамические свойства автомобиля с 6-цилиндровым двигателем выше, чем автомобиля с 8-цилиндровым двигателем:

- по максимальной скорости — на 2,1 км/ч;
- по условной максимальной скорости — на 7,4 км/ч;
- по времени разгона до 60 км/ч первый из автомобилей опережает второй на 7 с (21,3 %).



Рис. Автомобиль КАМАЗ-65115

Таблица 1

Изменяемый параметр	КАМАЗ-65115-V6	КАМАЗ-65115-V8
Максимальная скорость, км/ч	102,5	100,4
Условная максимальная скорость, км/ч	98,5	91,1
Путь выбега, м: с 50 км/ч с 80 км/ч	872,9 1901,6	904,9 1926,9
Время разгона, с: до 60 км/ч до 80 км/ч в диапазоне скоростей 60—85 км/ч	32,8 58,4 33,2	39,8 74,8 47,7
Время разгона, с, на пути: 400 м 1000 м 1600 м 2000 м	36,8 65,7 89,7 104,4	38,6 69,7 95,7 111,5
Расход топлива, л/100 км, при скорости: 40 км/ч 50 км/ч 60 км/ч 70 км/ч 80 км/ч 90 км/ч	23,2 24,5 26,9 30,3 34,4 38,7	24,4 26,5 29,5 31,2 34,4 39,2

Таблица 2

Режим ИГД	КАМАЗ-65115-V6	КАМАЗ-65115-V8
Средний расход топлива, л/100 км	38,5	38,8
Средняя скорость, км/ч	56,5	56,1

Аналогичная тенденция сохраняется и по другим динамическим свойствам.

Контрольный расход топлива при скорости 60 км/ч автомобиля КАМАЗ-65115 с двигателем V-6 на 2,6 л/100 км (9,7 %) меньше, чем автомобиля с двигателем V-8. Для других скоростей движения преимущества двигателя V-6 сохраняются (за исключением скорости 80 км/ч).

Результаты испытаний в режиме имитации городского движения (ИГД) представлены в табл. 2.

Из данных табл. 2 следует, что при эксплуатации автомобилей с частыми остановками и последующим разгоном двигателя по внешней скоростной характеристике (ИГД) преимущества двигателя V-6 проявляются очень слабо.

Возможной причиной снижения эффективности данного двигателя на переходных режимах является неотработанное программное обеспечение для электронного блока управления.

Оценка дорожно-строительной техники с целью выбора

Х. А. Фасхиев,
д-р техн. наук,
проф.

Разработана трехступенчатая модель оценки дорожно-строительной техники с целью выбора при покупке. Критериями выбора техники приняты такие показатели, как экономическая эффективность за жизненный цикл, качество, конкурентоспособность. Приведен пример выбора самосвала дорожно-строительной компанией.

Ключевые слова: дорожно-строительная техника, оценка, конкурент, чистая текущая стоимость, качество, коэффициент конкурентоспособности, алгоритм выбора.

В эффективности деятельности предприятий дорожно-строительного комплекса особую роль играют такие факторы, как уровень менеджмента; рациональная организационная структура; состав и состояние парка дорожно-строительной техники (ДСТ); развитость системы технического обслуживания и ремонта; квалификационный уровень машинистов, водителей и ремонтного персонала; дисциплина на предприятии; местонахождение предприятия; применение передовых методов организации работ и т. д. Среди множества факторов наиболее весомым являются состав и состояние парка ДСТ. В настоящее время степень износа ДСТ составляет 68 %. Изношенность техники приводит к чрезмерным простоям ее в техническом обслуживании и ремонте. За последние 12 лет в России коэффициент технической готовности, например, подвижного состава дорожно-строительных предприятий, уменьшился с 0,80 до 0,75, коэффициент выпуска на линию — с 0,60 до 0,36, а коэффициент использования пробега автомобилей — с 0,64 до 0,54. Физический износ транспортных средств влечет за собой снижение уровня безопасности транспортного процесса, рост транспортных издержек. Обновление парка позволит существенно повысить эффективность работы, улуч-

шить финансовое положение предприятий дорожно-строительного комплекса. В ходе решения проблемы обновления парка особую актуальность приобретает наличие надежного инструмента оценки ДСТ с целью ее выбора при покупке.

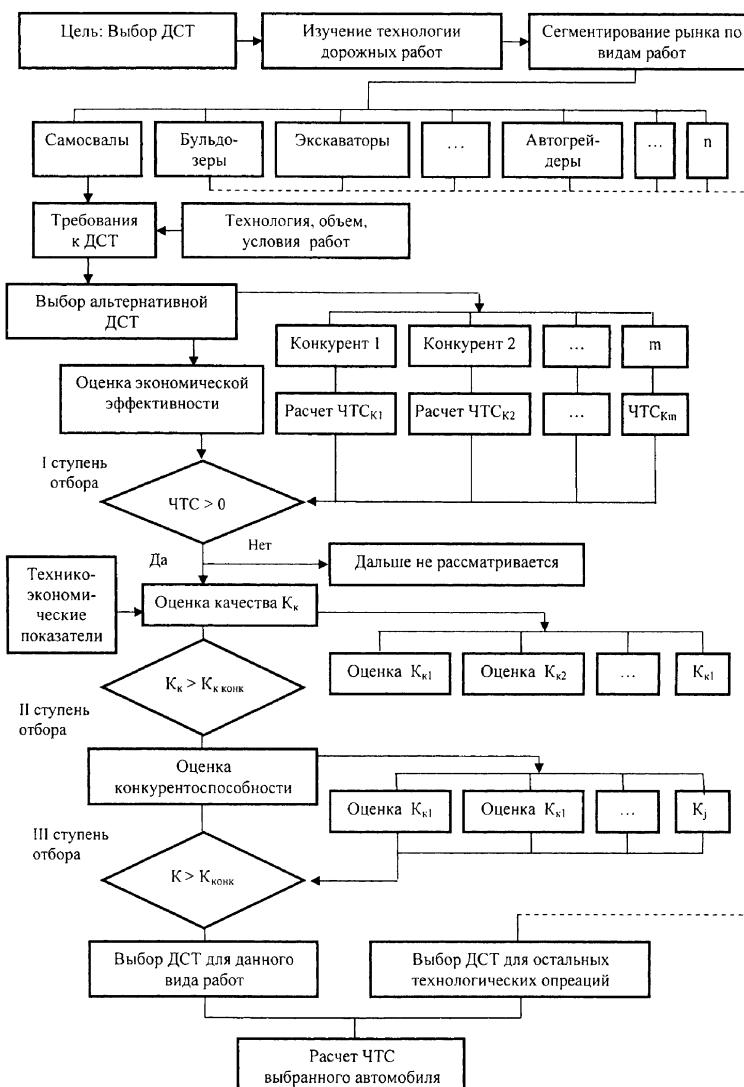
Анализ методов выбора ДСТ показал следующее: 1) при приобретении ДСТ оценка ее эффективности за жизненный цикл производится недостаточно; 2) сравнительная оценка моделей-конкурентов часто сводится лишь к определению их технического уровня; 3) известные подходы оценки технико-экономической эффективности ДСТ несовершены; 4) нет комплексной оценки, учитывающей экономические и технические показатели ДСТ; 5) показатели, ранее используемые для определения экономической эффективности ДСТ, устарели; 6) многие показатели, применяемые при оценке экономической эффективности, основаны на нормативах и не дают правильного результата при сравнении аналогичных машин; 7) единого числового критерия оценки эффективности, всесторонне охватывающего все параметры ДСТ, нет; 8) известные методы измерения эффективности не учитывают динамику параметров ДСТ по мере ее старения; 9) нет единого набора показателей машин, используемых для их оценки; 10) часто в роли элементов интегрального показателя принимают отношения показателя оцениваемого изделия и нормативного показателя, а проблема выбора норматива не решена; 11) недостаточно осуществляется комплексная привязка коммерческих, нормативно-правовых, технико-экономических аспектов ДСТ; 12) широко используются субъективные подходы.

Методика выбора ДСТ должна рассматривать экономические и технико-эксплуатационные свойства машин; учитывать весь срок эксплуатации и ухудшение параметров машин по мере старения; быть нетрудоемкой, позволять оперативно оценить эффективность ДСТ, быть универсальной и практической. С учетом этих требований предлагается трехступенчатая модель выбора ДСТ для выполнения определенного вида технологических процессов (см. рисунок), состоящая из следующих этапов.

1. Анализируется технологический процесс возведения дорог, придорожной инфраструктуры и маркетинговые исследования рынка ДСТ. Анализ необходим для выявления эффективных способов выполнения технологических процессов дорожного строительства и применяемых машин и механизмов, выработки требований к ДСТ.

2. По результатам маркетинговых исследований с учетом вида выполняемых работ, условий их проведения и объемов производится сегментирование рынка ДСТ.

3. Формируются требования к ДСТ. При этом учитываются: 1) выполняемая работа; 2) соответствие ДСТ характеру, структуре технологического процесса, объему работ, условиям эксплуатации; 3) обеспечение максимальных производительности и безопасности;



Трехступенчатая модель выбора ДСТ для определенного вида работ

4) обеспечение сохранности применяемых материалов и грузов; 5) экономичность работ.

4. По справочникам выбираются альтернативные модели ДСТ с соответствующими техническими данными, удовлетворяющими требованиям выбранного сегмента рынка.

5. По методу денежных потоков, изложенному в работе [1], производится оценка экономической эффективности ДСТ-аналогов за срок службы в один и тех же условиях эксплуатации. Экономическую эффективность ДСТ объективно характеризует показатель эффективности инвестиций — чистая текущая стоимость (ЧТС), которая рассчитывается по формуле:

$$ЧТС = \sum_{t=0}^{T_{сл}} \Delta ЧДП_t - \sum_{t=0}^{T_I} \Delta I_t,$$

где $\Delta ЧДП_t$ — дисконтированный чистый денежный поток; ΔI_t — дисконтированные инвестиции; $T_{сл}$ — срок службы автомобиля; T_I — период инвестирования; t — текущий год эксплуатации.

Результаты оценки сравниваемых самосвалов

Показатели	КАМАЗ-6520	МАЗ-5516	Рено-Керакс 400
1. ЧТС, тыс. руб.	904	534	1214
2. Удельные дисконтированные расходы, руб/(т · км)	1,48	1,54	1,40
3. Рентабельность инвестиций	1,59	1,35	1,42
4. Внутренний коэффициент окупаемости, %	48,3	39,2	39,4
5. Срок текущей окупаемости, число лет	2,7	3,0	4,2
6. Затраты на 1 км пробега, руб.	22,89	23,94	20,70
7. Бюджетный эффект, тыс. руб.	2024	1828	2394
8. Интегральный коэффициент качества K_k	0,574	0,485	0,668
9. Коэффициент конкурентоспособности, K	0,371	0,313	0,234

По формуле находятся значения ЧТС сравниваемых машин: $\text{ЧТС}_1, \text{ЧТС}_2, \dots, \text{ЧТС}_m$ в одних и тех же условиях эксплуатации. ЧТС представляет собой разницу суммы дисконтированного денежного потока и дисконтированной суммы инвестиций. Если они даны для разных периодов, сопоставляются чистые денежные поступления, приведенные к нулевому периоду, с величиной инвестиций. При проведении сравнительного анализа технико-экономической эффективности альтернативных моделей наиболее эффективной является та модель, у которой значение ЧТС наибольшее.

6. На первой ступени сравниваются ДСТ-аналоги по критерию ЧТС. Для дальнейшего рассмотрения принимаются только те модели, у которых ЧТС > 0.

7. Производится выбор технико-экономических показателей, определяющих качество ДСТ с точки зрения потребителя, и определяются интегральные коэффициенты качества $K_{k1}, K_{k2}, \dots, K_{kj}$ ДСТ, которые остались после сравнения по критерию ЧТС. Их рекомендуется определять методом "профиля качества" [2].

8. На второй ступени отбора сравниваются ДСТ-аналоги по коэффициенту качества. Это дает возможность оценить машины, у которых значения ЧТС больше нуля. После сравнения коэффициентов качества аналогов выбирается та модель, у которой коэффициент качества больше.

9. По прайс-листам дилеров или другим источникам устанавливается цена ДСТ-аналогов и рассчитывается коэффициент конкурентоспособности [1]. Коэффициент конкурентоспособности интегрирует качество и цену ДСТ.

10. В третьей ступени выбора ДСТ-аналоги сравниваются по коэффициенту конкурентоспособности. Лучшей считается та ДСТ, у которой коэффициент конкурентоспособности больше.

11. Проводится окончательный выбор ДСТ. На выбранном сегменте рынка закрепляется та ДСТ, у которой ЧТС, коэффициенты качества и конкурентоспособности $K_{\text{конк}}$ имеют наилучшие значения.

Трехступенчатая модель выбора ДСТ была применена в ОАО "Камавтодор", специализирующимся на строительстве дорог, при выборе самосвалов для транспортных работ. Для выбора модели самосвала были приняты следующие исходные данные: 1) вид груза — грунт, глина, песок, щебень, бетон, асфальт; 2) средняя длина ездки с грузом 20–30 км; 3) среднее значение коэффициента использования грузоподъемности $\gamma = 1,0$; 4) среднее значение коэффициента использования пробега $\beta = 0,5$; 5) природно-климатические условия — умеренные; 6) число дней работы в году 305; 7) время в наряде 16 ч. С учетом исходных данных был осуществлен выбор альтернативных самосвалов грузоподъемностью 20 т, которые по технико-экономическим параметрам отвечают предъявляемым условиям перевозок: КАМАЗ-6520, МАЗ-5516 и Рено-Керакс 400.

Экономическая эффективность самосвалов рассчитывалась за 8 лет в одних и тех же условиях эксплуатации с применением прикладной программы "Авто-инвест" (см. таблицу). Интегральное качество самосвалов определялось по 120 показателям качества. Среди сравниваемых моделей лучшие показатели экономической эффективности и качества имеет самосвал Рено-Керакс 400, однако из-за высокой цены он по конкурентоспособности уступает самосвалу КАМАЗ-6520, ОАО "Камавтодор" для оснащения парка решил приобрести автомобиль КАМАЗ-6520.

Предложенная модель позволяет объективно выбирать наиболее конкурентоспособную ДСТ и тем самым способствует повышению эффективности деятельности дорожно-строительной фирмы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Фасхиев, Х. А. Динамический метод оценки экономической эффективности грузовых автомобилей [Текст] / Фасхиев Х. А., Валеев И. Д. // Грузовик &. — 2007. — № 6. — С. 18—23.
- Фасхиев, Х. А. Технико-экономическая оценка грузовых автомобилей при разработке [Текст] / Фасхиев Х. А., Костин И. М. — Набережные Челны: Изд-во КамПИ, 2002. — 480 с.



Contents

- 2** Truck KAMAZ 5360, 53605, 5460, 6460, 6520, 65201 (Continuation)
- 5** Lebedev S. A., Candidate of the technical sciences, Senior scientific employee-competitor "Dubynin Military Automobile Institute, Ryazan" "DMAI, Ryazan". Estimation and comparison of the secondary sources current. The comparative estimation main parameter secondary sources of the current will presented. The specified advantage and defect of the chemical sources of the current of the system electric-chemical miscellaneous. The organized comparison of the chemical sources of the current with other energy installation. It is specified on increasing of the interest to development of the multifunction source of the current, including chemical source of the current and drive to energy.
- Keywords:** chemical sources of the current, comparative estimation, main parameters, energy installation, drive to energy.
- 11** Fashiev H. A., Doctor of Technical sciences, Open joint-stock company "KAMAZ". Increase of durability of the spherical support of the forward bridge of the lorry. Results of experimental researches of influence of radius галтели a spherical support of the forward leading bridge of a lorry are resulted. Analytical dependences of durability of a spherical support and effective factor of concentration of pressure from radius of a fillet surface in a zone of transition of a core in a flange are received.
- Keywords:** the spherical support, the leading operated bridge, radius of a fillet surface, durability factor of concentration of pressure.
- 14** Chichko A. N., doctor of science, professor Jatskevich J. V., doctor of philosophy, Sobolev V. F., doctor of science, professor, Zakharik Al. M., doctor of philosophy, Zakharik An. M., doctor of philosophy, MAZ. Numerical modelling of aerodynamic car characteristics. Method of calculation of aerodynamic characteristics of flow of car on basis of definitely differential approximations of Nave-Stoks is offered. It is shown, satisfactory coordination of experimental and settlement data on aerodynamic factor for various spatial objects.
- Keywords:** aerodynamic resistance, air stream, car, density of environment, flow factor, model, pressure area, turbulence.
- 20** Nazarov A. D., professor, Ph. D. Theoretical basis for calculation of the distance between compressing piston ring and groove of the piston. The distances between compressing piston ring and bottom of the piston's groove, and between side surfaces of the ring and side surfaces of the groove are influenced by unevenness of the surfaces, by deviations of shapes and relative locations of these surfaces and axis of parts. Methods to calculate above mentioned distances are presented. Providing optimal assembly distances in discussed components will increase reliability and cylinder-piston group of parts as well as of complete engines.
- Keywords:** distances, compressing piston ring, piston's groove, calculations.
- 25** Gursky N. N., Doctor of philosophy, Zakharik An. M., Doctor of philosophy, Zakharik Al. M., Doctor of philosophy, MAZ, Ale Aubi Abdul Kader Karami. Environment modelling in problems analysis fluctuations of transport cars. Method of formation of characteristics of microprofile offroad surface is offered at carrying out of virtual tests of cars. Analysis of existing ways of formation of indignations is carried out at modelling of movement of vehicles. Algorithms of modelling of environment, based on developed method are considered. Ways of use of revolting influences are described.
- Keywords:** algorithm, amplitude, analysis, car, estimation, fluctuations, frequency method, microprofile, road surface system, spectrum.
- 31** Chichko A. N., Doctor of science, Jatskevich J. V., professor Doctor of philosophy, Sobolev V. F., Doctor of science, professor, Zakharik Al. M., Doctor of philosophy, Zakharik An. M., Doctor of philosophy, MAZ. Mathematical modelling and software "Промех-1" for calculation of spatial distribution of mechanical tension in transmission shaft. Mathematical models based on conditions of balance for calculation of deformations in details of automobile technics are offered. Models are realised in software "Промех-1". On a system example "a gear wheel of cylindrical transfer — a shaft of a leading gear wheel" it is shown, that use "Промех-1" for calculation of distribution of deformations and mechanical pressure allows to define spatial areas in which shaft of a leading gear wheel is exposed to greatest mechanical loadings.
- Keywords:** approximation, boundary condition, car, coordinate, deformation, discrete system, element side, method, model, pressure, rotation centre.
- 39** Zakharik Al. M., Doctor of philosophy, Zakharik An. M., Doctor of philosophy. Results of testing researches of cars equipped with tools of automatics. Automatic system providing control traction of car is developed by a trajectory of its movement, body position, braking and navigation. Total scheme of developed automatic system is described. Analysis is carried out and results of tests of cars equipped of developed automatic system are resulted.
- Keywords:** automatic control, car, diagramme, dynamics, frequency of rotation, gauge, histogram, loading, oscillogram, process, research, transfer, torsion moment.
- 47** Ivanov Y. I. Assessment and enterprises and firms human resources management. Assessment is provided and human resources (HR) management is described for enterprises; equations are suggested for general assessment of performance quality of the organization manager and employees; examples are given; equations are described for calculating HR management efficiency ratio.
- Keywords:** human resources management, performance quality equation, assessment examples, HR management efficiency equation, conclusion.
- 53** Lebedev S. A. Candidate of the technical sciences, Senior scientific employee-competitor "Dubynin Military Automobile Institute, Ryazan" "DMAI, Ryazan". Market chemical sources current. The presented review publication about condition og world and Russian market of the chemical sources of the current. The considered trends of the development of the secondary chemical sources of the current. It is given feature consumer parameter to good storage battery. Open problems of Russian market chemical sources of the current. The ecological problems of the collection and conversions of the chemical sources of the current are considered.
- Keywords:** chemical sources of the current, storage battery, capacitor, world market, Russian market, ecological problems.
- 60** Shibakov V. G., Kazabzev V. S., Valeev I. D. The results of the comparative road tests of the KAMAZ-65115 vehicles with the V-6 and V-8 engines KAMAZ inc developed the complete set of the KAMAZ-65115 vehicle with the V-6 engine. The program of the KAMAZ-65115 vehicles with the V-6 AND V-8 engines comparative tests was developed and implemented in order to evaluate the use efficiency of this engine at the KAMAZ trucks. The results of these vehicles comparison tests are presented here.
- Keywords:** testing, results, velocity properties, fuel efficiency.
- 61** H. A. Fashiev, Dr. Sci. Tech., professor. The estimation of road-building technics for the purpose Is developed three-stage model of an estimation of road-building technics for the purpose of a choice at purchase. Criteria of a choice accept such indicators, as economic efficiency for life cycle, quality, competitiveness of technics. The example of a choice of a dump-body truck is resulted by the road-building company.
- Keywords:** the road-building technics, an estimation, the competitor, pure current cost, quality, competitiveness factor, algorithm of a choice.

Художественный редактор Т. Н. Галицина. Технический редактор Е. М. Патрушева. Корректор В. Г. Быстров.

Сдано в набор 27.03.2009. Подписано в печать 06.05.2009. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 7,84. Уч.-изд. л. 9,13. Заказ 299.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15