

# ТРАНСПОРТ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

УРАЛ



■ ОПТИМИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ  
НА БАЗОВОЙ СЕТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ МАГИСТРАЛЕЙ КРУПНЫХ ГОРОДОВ

■ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗОВОГО ПОЕЗДА  
С УЧЕТОМ ЕГО НЕОДНОРОДНОСТИ

■ УСТРОЙСТВО ДЛЯ КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ  
ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ПРИБОРОВ ВЫСОКОВОЛЬТНЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ

■ МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ  
СЛОЖНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СИСТЕМ



ТЕМА НОМЕРА:

**ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ НАДЕЖНОСТЬ  
УСТРОЙСТВ АВТОМАТИКИ И ИХ ВЛИЯНИЕ  
НА РАБОТУ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ**



## МЕЖДУНАРОДНЫЙ РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

1. Анджей Дюда, профессор, Гренобль (Энсимэг), Компьютерная лаборатория, Франция
2. Александр Ефимов, профессор, главный редактор журнала «Транспорт Урала» Екатеринбург, Россия
3. Александер Сладковский, профессор, Силезийский технический университет, Транспортный факультет, кафедра «Железнодорожное строительство», Польша
4. Эдуард Горкунов, д-р техн. наук, профессор, член-корр. РАН, Россия
5. Аксель Шмидер, д-р, Сименс АГ, отраслевой сектор, департамент транспорта, железнодорожное строительство, Эрланген, Германия
6. Эрки Хамалайнен, доктор эконом. наук, университет Аалто, Школа экономики, Финляндия
7. Валерий Доманский д-р техн. наук, профессор Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

1. Асадченко Виталий Романович, д-р техн. наук, профессор, научный редактор, Екатеринбург
2. Галиев Ильхам Исламович, д-р техн. наук, профессор, Омск
3. Грицык Валерий Иванович, д-р техн. наук, профессор, Ростов
4. Козлов Петр Алексеевич, д-р техн. наук, профессор, Москва
5. Комаров Константин Леонидович, д-р техн. наук, профессор, Новосибирск
6. Лапшин Василий Федорович, д-р техн. наук, профессор, Екатеринбург
7. Ларин Олег Николаевич, д-р техн. наук, профессор, Челябинск
8. Ледяев Александр Петрович, д-р техн. наук, профессор, Санкт-Петербург
9. Резник Леонид Григорьевич, д-р техн. наук, профессор, Тюмень
10. Румянцев Сергей Алексеевич, д-р техн. наук, с.н.с., Екатеринбург
11. Сай Василий Михайлович, д-р техн. наук, профессор, зам. главного редактора, Екатеринбург
12. Смольянинов Александр Васильевич, д-р техн. наук, профессор, Екатеринбург
13. Туранов Хабибулла Туранович, д-р техн. наук, профессор, Екатеринбург
14. Умняшкин Владимир Алексеевич, д-р техн. наук, профессор, Ижевск
15. Хоменко Андрей Павлович, д-р техн. наук, профессор, Иркутск

**Выпускающий редактор** Неверова Людмила Васильевна.  
Контактные телефоны: (343) 373-07-41, 245-01-34, 245-31-88  
e-mail: lneverova@nis.usurt.ru, lneverova@eka-net.ru

## INTERNATIONAL EDITORIAL BOARD

1. Andrzej Duda, professor, IP Grenoble (Ensimag), Computer laboratory, France
2. Alexander Efimov, professor, editor-in-chief of the journal «Ural Transport», Ekaterinburg, Russia
3. Aleksander Sladkowski, professor, Silesian University of Technology Faculty of Transport, Railway Engineering Department, Poland
4. Eduard Gorkunov, DSc, professor, corresponding member of Russian Academy of Sciences, Russia
5. Axel Schmieder, DSc, Siemens AG, Industry Sector, Mobility Division, Transportation Engineering, Erlangen, Germany
6. Erkki Hamalainen, DSc, Aalto University School of Economics, Finland
7. Valery Domansky, DSc, professor of National technical University «Kharkiv politechnical institute», Kharkiv, Ukraine

## EDITORIAL BOARD

1. Asadchenko Vitaly Romanovich, DSc, professor, scientific editor, Ekaterinburg
2. Galiev Ilkham Islamovich, DSc, professor, Omsk
3. Gritsyk Valery Ivanovich, DSc, professor, Rostov
4. Kozlov Petr Alekseevich, DSc, professor, Moscow
5. Komarov Konstantin Leonidovich, DSc, professor, Novosibirsk
6. Lapshin Vasily Fedorovich, DSc, professor, Ekaterinburg
7. Larin Oleg Nikolaevich, DSc, professor, Chelyabinsk
8. Ledyayev Alexandr Petrovich, DSc, professor, Saint-Petersburg
9. Reznik Leonid Grigorievich, DSc, professor, Tumen
10. Rumyantsev Sergey Alekseevich, DSc, senior staff scientist, Ekaterinburg
11. Say Vasily Mikhailovich, DSc, professor, deputy editor-in-chief, Ekaterinburg
12. Smolyaninov Alexandr Vasilievich, DSc, professor, Ekaterinburg
13. Turanov Khabibula Turanovich, DSc, professor, Ekaterinburg
14. Umnyashkin Vladimir Alekseevich, DSc, professor, Izhevsk
15. Khomenko Andrey Pavlovich, DSc, professor, Irkutsk

## ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ТРАНСПОРТА

Ефимов А.В., Сай В.М. / Транспортный полигон высокоскоростных испытаний — необходимое условие развития железнодорожного транспорта страны .....	3
Смирнов В.А., Кузнецов В.Ф., Семенов А.М. / Планирование модернизации и реконструкции предприятий транспортного машиностроения .....	7
Пугачев И.Н., Бурков С.М. / Оптимизация управления движением транспортных потоков на базовой сети автомобильных магистралей крупных городов .....	12
Плахотич С.А., Чемоданова К.Е. / Перспективы беспересадочного пригородно-городского сообщения в промышленно-городской агломерации .....	17

## АВТОМАТИКА И ТЕЛЕМЕХАНИКА

Козлов П.А., Чернин М.А. / Функциональная надежность устройств автоматики и их влияние на работу транспортных систем .....	21
Полевой Ю.И. / Мониторинг сопротивления изоляции .....	24

## ВАГОНЫ И ВАГОННОЕ ХОЗЯЙСТВО

Давыдов А.Н. / Влияние параметров боковых опор кузова на ходовые качества грузовых вагонов .....	27
Молчанова О.В. / Сдвиг легковесного груза при «срыве» с места под действием ударной силы .....	30
Туранов Х.Т., Оленцевич В.А. / Моделирование технологии креплений груза в вагоне при воздействии пространственной системы сил .....	35

## ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ И ТЯГА ПОЕЗДОВ

Савоськин А.Н., Пудовиков О.Е. / Исследование продольных колебаний грузового поезда с учетом его неоднородности .....	39
Буйносов А.П. / Выбор оптимального остаточного проката бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 .....	45
Буйносов А.П., Воробьев А.А. / Анализ влияния разности диаметров колесных пар по кругу катания на экономическую реализацию их ресурса .....	48
Петроченко С.В. / Совершенствование технологии обточки рабочей поверхности коллекторов тяговых двигателей .....	53
Иванов И.А., Губенко С.И., Воробьев А.А. / К вопросу о влиянии структуры поверхности слоя на эксплуатационные свойства железнодорожного колеса .....	56
Исмаилов Ш.К., Шилыков А.П., Талызин А.С., Мурзин Д.В. / Применение модели энергетического баланса при боксовании колесных пар электровозов для прогнозирования износа их бандажей .....	61
Нехаев В.А., Николаев В.А., Смалев А.Н. / Динамика необрессоренных масс электровоза ВЛ10 .....	65
Савоськин А.Н., Ляпушкин Н.Н., Чучин А.А. / Уточнение модели взаимодействия колеса локомотива с рельсом на основе дислокационной теории пластического течения металлов .....	69
Сквородников Е.И., Анисимов А.С., Гришина Ю.Б. / Экологический мониторинг энергетических установок дизельного подвижного состава ..	75

## ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЕ ТРАНСПОРТА

Неугодников И.П. / Устройство для контроля состояния полупроводниковых приборов высоковольтных преобразователей .....	80
Сидоров О.А., Аркашев А.Е., Ларкин И.В. / Применение систем автоматического регулирования контактного нажатия на токоприемниках скоростного электроподвижного состава .....	83
Галкин А.Г., Титов С.С., Штин А.Н., Шумаков К.Г. / Методика определения показателей надежности сложных электрических систем .....	88

## АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Цариков А.А. / Стадийное совершенствование методов и способов организации движения левых поворотов .....	91
Ларин О.Н., Смолин В.Н. / Совершенствование принципов формирования тарифов на муниципальные пассажирские перевозки общественным транспортом .....	96
Сидоров С.А., Захаров Д.А. / Приспособленность автомобилей-рефрижераторов для перевозки скоропортящихся грузов на развозочных маршрутах к высокотемпературным условиям эксплуатации .....	99

## GENERAL TRANSPORT PROBLEMS

Efimov A.V., Say V.M. / Transport Testing Area of High-Speed Testings as the Essential Condition of Country Railway Transport Development .....	3
Smirnov V.A., Kuznetsov V. F., Semyonov A. M. / Planning of Modernization and Reconstruction of Transport Mechanical Engineering Enterprises .....	7
Pugachyov I.N., Burkov S.M. / Optimization of Service Operation of Traffic Streams on Basic Motorways Network of Large Cities .....	12
Plakhotich S.A., Chemodanova K.E. / The Perspectives of Direct Commuter and City Traffic in Industrial and Urban Agglomeration .....	17

## RAILWAY AUTOMATION AND TELEMCHANICS

Kozlov P.A., Chernin M. A. / Functional Reliability of Automatic Devices and their Influence on Transport Systems Operation .....	21
Polevoy Y. I. / Monitoring of Insulation Resistance .....	24

## RAILWAY CARS AND FACILITIES

Davydov A.N. / Influence of parameters of Car Body Bearers on Running Qualities of Freight Cars .....	27
Molchanova O. V. / Shift of Light-Weight Load when Pulling away under the Influence of Impact Force .....	30
Turanov Kh. T., Olentsevich V.A. / Technology Modeling of Cargo Fastening in a Car under the Influence of Spatial Force System .....	35

## ROLLING STOCK AND TRACTION

Savoskin A.N., Pudovikov O.E. / Research of Longitudinal Fluctuations of the Freight Train Subject to its Discontinuity .....	39
Buinov A.P. / Choice of Optimum Residual Rolled Metal of Wheel Pairs' Tires of Electric Locomotives VL11 .....	45
Buinov A.P., Vorobiev A.A. / The analysis of wheelpairs' diameters difference influence by rolling circle on resource economic realization .....	48
Petrochenko S.V. / Technological Improvement of Commutator Traction Electric Motor Functional Surface Turning .....	53
Ivanov I. A., Gubenko S.I., Vorobiev A.A. / To the Question of Surface Layer Structure Influence on Railway Wheel Operation Properties .....	56
Ismailov Sh. K., Shilyakov A.P., Talyzin A.S., Murzin D.V. / Application of Energy Balance Method while Electric Locomotives' Wheel Pairs Skid for Tyres' Wear Forecasting .....	61
Nekhaev V.A., Nikolaev V.A., Smalev A.N. / Unsprung Masses Dynamics of Electric Locomotive VL10 .....	65
Savoskin A.N., Lyapushkin N.N., Chuchin A.A. / Refinement of Locomotive Wheel with Rail Track Interaction Model on the Base of Plastic Flow Dislocation Theory .....	69
Skovorodnikova E.I., Anisimov A.S., Grishina Y.B. / Ecological Monitoring of Diesel Rolling Stock Power Installations .....	75

## ELECTRIC SUPPLY OF TRANSPORT

Neugodnikov I.P. / The Device for Semiconductor Equipment Condition Control of High-Voltage Transducers .....	80
Sidorov O.A., Arkashev A. E., Larkin I.V. / Application of Contact Force Automatic Control System on Current Collectors of High Speed Rolling Stock .....	83
Galkin A.G., Titov S.S., Shtin A.N., Shumakov K.G. / The Method of Complex Electric Systems Reliability Indices Detection .....	88

## MOTOR TRANSPORT

Tsarikov A.A. / Stage Method Development and Ways of Left Turn Traffic Organization .....	91
Larin O.N., Smolin V.N. / Improvement of Tariff-forming Principles of Municipal Ridership by Public Transport .....	96
Sidorov S.A., Zakharov D.A. / Cars-refrigerators Adaptability for Perishable Goods Transportation on Delivery Routes to High-temperature Operation Condition .....	99

УДК 656.2.656.22(0:01)

Александр Васильевич Ефимов, канд. техн. наук, профессор (УрГУПС, Екатеринбург),  
Василий Михайлович Сай, д-р техн. наук, профессор (УрГУПС, Екатеринбург)

## ТРАНСПОРТНЫЙ ПОЛИГОН ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ — НЕОБХОДИМОЕ УСЛОВИЕ РАЗВИТИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА СТРАНЫ

(продолжение, начало в № 2 — 4, 2009, № 1, 2010)

Alexandr V. Efimov, PhD, professor (USURT, Ekaterinburg)  
Vasily M. Say, DSc, professor (USURT, Ekaterinburg)

## Transport testing area of high-speed testings as the essential condition of country railway transport development (continuation, the beginning is in # 2 – 4, 2009, # 1, 2010)

### Аннотация

В статье определены основные технические характеристики скоростного и нескоростного участков полигона. Протяженность скоростного участка составила 56 км, при минимальном радиусе кривой в плане 6300 м и максимальном уклоне 10 ‰. Протяженность не скоростного участка 6 км при минимальном радиусе кривой в плане 600 м и максимальном уклоне 35 ‰. Общая площадь полигона 875 га.

Разработан укрупненный объектный график сооружения Уральского транспортного испытательного полигона. Общая продолжительность сооружения от согласования землеотвода до сооружения объектов социального назначения составит около пяти лет.

Составлена объектная смета на сооружение Уральского транспортного испытательного полигона. Стоимость строительно-монтажных работ в ценах 2008 г. составила 10,3 млрд. руб. Затраты на приобретение подвижного состава и оборудования — 4 млрд. руб.

Предложен поквартальный график финансирования сооружения полигона.

**Ключевые слова:** Скоростное движение; испытательный полигон; характеристики полигона, стоимость полигона, строительство полигона.

### Annotation

In the article the main technical features of high-speed and non-high-speed sections of a testing ground are defined. The length of a high-speed section is 56 km, by the minimum radius of a curve in the plan of 6300 m and maximum gradient of 10‰. The length of a non-high-speed section is 6 km by the minimum radius of a curve in the plan of 600 m and maximum gradient of 35‰. The total area of a testing ground is 875 hectare.

The large-scale unit graph of the Ural transport testing area structure has been developed. The total time period of construction works beginning with the submission for approval of a land allotment up to the building of social facilities will make up around 5 years.

The estimate on the structure of the Ural transport testing area has been drawn. The cost of building and construction works according to prices of 2008 made up 10.3 billion Rubles. The expenses for purchase of rolling stock and the equipment made up 4 billion Rubles.

The quarterly schedule of testing area structure financing has been offered.

**Key words:** high-speed traffic; testing area; technical features of a testing area; cost of a testing area; construction

### 5. Прогнозная стоимость сооружения Уральского испытательного полигона

#### Основные технические характеристики полигона

В результате выполненного анализа существующих отечественных и зарубежных полигонов, требований к испытательным полигонам для скоростного движения, предполагаемого района строительства, пробного трассирования и перспектив развития скоростного движения на железнодорожном транспорте Российской Федерации предполагаются следующие основные характеристики полигона (табл. 1, 2).

Таблица 1 — Основные технические характеристики скоростного участка полигона

Характеристика	Количество
Общая протяженность скоростного участка, км	56
Протяженность прямых участков пути, %	60
Протяженность участков пути в кривых, %	40
Минимальный радиус кривых в плане, м	6 300
Максимальные уклоны, ‰	10
Минимальный радиус вертикальных кривых, м	15 000
Протяженность насыпей, %	75
Протяженность выемок, %	25
Количество малых мостов, шт.*	12
Количество водопропускных труб, шт.	42
Развязки в двух уровнях, ед.**	2

\* Из них шесть — с организацией проезда.

\*\* Из условий примыкания — одна развязка.

Таблица 2 — Основные технические характеристики нескоростного участка полигона

Характеристика	Количество
Общая протяженность нескоростного участка, км	6
Протяженность прямых участков пути, км	2
Протяженность участков пути в кривых, км	4
Минимальный радиус кривых в плане, м	600
Максимальный уклон, ‰	35
Максимальный радиус вертикальных кривых, м	12 000
Протяженность насыпей, км	4
Протяженность выемок, км	2
Количество малых мостов, шт.*	2
Количество водопропускных труб, ед.	6
Развязки в двух уровнях, ед.	—
Количество переездов	2

\* С организацией проезда.



Общая протяженность всех вспомогательных путей составляет около 25 км.

### Объектный график сооружения полигона

На основании выполненной работы составлен укрупненный объектный график сооружения Уральского транспортного испытательного полигона (рис. 1). Объемы определены как средние в Уральском регионе.

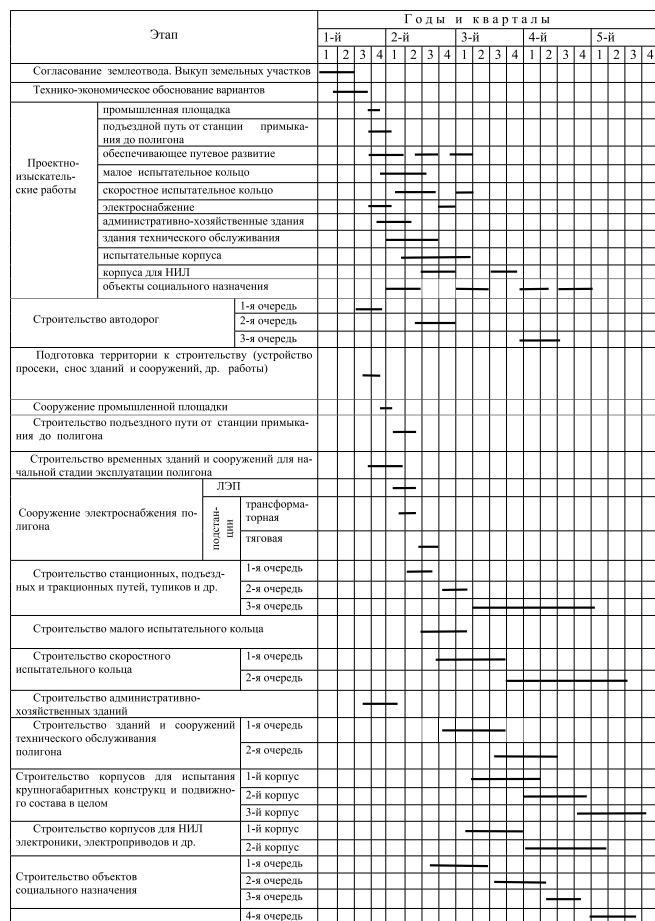


Рисунок 1 — Укрупненный объектный график сооружения Уральского транспортного испытательного полигона

### Стоимость сооружения полигона

В табл. 3 приведен сводный расчет затрат на сооружение Уральского транспортного испытательного полигона, а в табл. 4 — объектная смета. Единичные расценки определены как средние в Уральском регионе.

Таблица 3 — Сводный расчет затрат на сооружение Уральского транспортного испытательного полигона

№ п/п	Работы и затраты	Объем, кол-во	Стоимость, тыс. руб. за ед.	всего
1	Транспортная инфраструктура, км	87	—	4 315 401
2	Здания и сооружения технического обслуживания полигона. Административно-хозяйственные здания, м <sup>3</sup>	140 000	5,3	740 000
3	Здания и сооружения для испытаний крупногабаритных конструкций и подвижного состава в целом. Здания НИЛ, м <sup>3</sup>	184 000	8,5	1 568 000
4	Строительство объектов социальной сферы, м <sup>2</sup>	50 000	50	2 500 000
5	Проектно-исследовательские работы, %	8	—	728 977
	Итого по п. 1—5			9 852 398
6	Приобретение лабораторного оборудования, %	60	—	940 800
7	Приобретение подвижного состава (локомотив, дрезина, вагон)	6 5 120		830 000 75 000 2 190 000
	Итого по п. 6—7			4 035 800
8	Выкуп земельных участков, га	875	500	437 500
	Всего по п. 1—8			14 325 698

### График финансирования сооружения полигона

На рис. 2 показано потребное поквартальное финансирование на сооружение полигона. Суммы указаны без налога на добавленную стоимость. Сплошной линией показано финансирование строительства, а тройной — приобретение подвижного состава и научно-исследовательского оборудования.

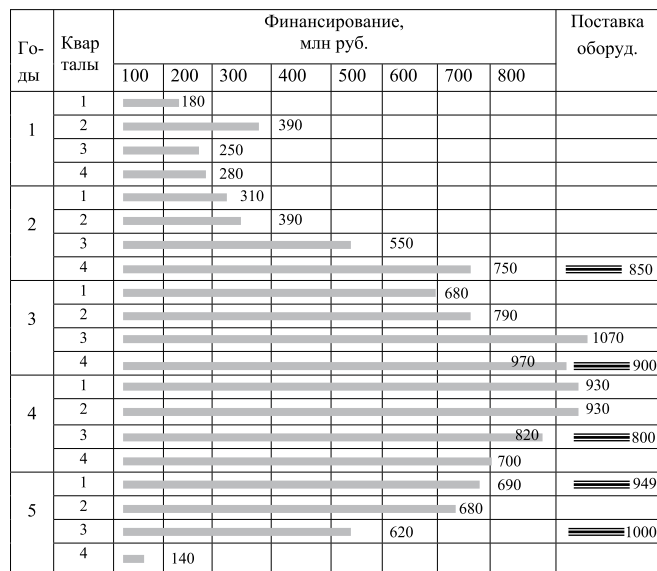


Рисунок 2 — График поквартального финансирования строительства и поставки оборудования

Таблица 4 — Объектная смета на сооружение Уральского транспортного испытательного полигона

№ п/п	Этап		Объем		Стоимость, тыс. руб.		
			ед. измер.	кол-во	за ед.	всего	
1	Согласование землеотвода. Выкуп земельных участков		га	875	500	437 500	
2	Технико-экономическое обоснование вариантов		%	0.12		10 935	
3	Проектно-изыскательские работы		%	8		728 997	
4	Строительство автодорог	1-я очередь*	км	7	30 000	210 000	
		2-я очередь	км	8	15 000	120 000	
		3-я очередь	км	12	9 000	108 000	
5	Освоение территории (устройство просеки, снос зданий и сооружений, др. работы)		га	875	100	87 500	
6	Отсыпка промышленной площадки		тыс.м³	525	1.10	577 500	
7	Строительство подъездного пути от ст. примыкания до полигона		км	5	15 842	79 210	
8	Строительство временных зданий и сооружений для начальной стадии эксплуатации полигона		м³	450	12	5 400	
9	Сооружение электроснабжения полигона	ЛЭП	км	8	1 000	8 000	
		подстанция	трансформаторная	трасф.	1	8 500	8 500
			тяговая	км	87	400	34 800
10	Электрификация (только КС)		км	72	3 100	223 200	
11	Строительство обеспечивающего путевого развития (станционные, подъездные и тракционные пути, тупики и др.)	1-я очередь	км	8	11 555	92 440	
		2-я очередь	км	9	15 700	141 300	
		3-я очередь	км	8	6 500	52 000	
12	Строительство малого испытательного кольца		км	6	25 748	154 488	
13	Строительство скоростного испытательного кольца	1-я очередь	км	28	35 038	981 064	
		2-я очередь	км	28	35 038	981 064	
14	Сооружение притрассовой автодороги		км	110	4 000	440 000	
15	Строительство административно-хозяйственных зданий		м³	20000	7	140 000	
16	Строительство зданий и сооружений технического обслуживания полигона	1-я очередь	м³	60000	5	300 000	
		2-я очередь	м³	60000	5	300 000	
17	Строительство корпусов для испытаний крупногабаритных конструкций и подвижного состава в целом	1-й корпус	м³	30000	8	240 000	
		2-й корпус	м³	85000	8	680 000	
		3-й корпус	м³	45000	8	360 000	
18	Строительство корпусов для НИЛ электроники, электроприводов и др.	1-й корпус	м³	12000	12	144 000	
		2-й корпус	м³	12000	12	144 000	
19	Строительство объектов социального назначения	1-я очередь	м²	5000	50	250 000	
		2-я очередь	м²	10000	50	500 000	
		3-я очередь	м²	15000	50	750 000	
		4-я очередь	м²	20000	50	1 000 000	
	Итого по 2-19					9 852 398	
	Всего					10 289 898	

\* Выход на автодорогу Екатеринбург — Нижний Тагил (включая стоимость сооружения путепровода).



### Технико-экономические показатели

Основные технико-экономические показатели Уральского транспортного испытательного полигона приведены в табл. 5 и 6. При этом не учитывались затраты на выкуп земельных участков, приобретение подвижного состава, оборудования и приборов, необходимых для проведения научно-исследовательских работ и испытаний.

Таблица 5 — Технические показатели

Показатель	Количество	Примечание
Занимаемая площадь, га	875	
Протяженность скоростного участка, км	56	
Протяженность нескоростного участка, км	6	
Общая протяженность путевого развития обслуживания, км	25	Включая приемо-отправочные пути станции
Общая протяженность электрифицированных участков, км	72	Включая станции и некоторые подъездные пути
Водопропускные трубы, кол-во	54	Включая подъездной путь от станции примыкания
Малые мосты, кол-во	14	Из них восемь — с организацией движения автотранспорта
Развязка в двух уровнях, ед.	2	Одна — из условий примыкания
Максимальный уклон на скоростном участке, ‰	10	
Максимальные уклоны на нескоростном участке, ‰	35	
Протяженность автодорог, км	27	Без автодороги вдоль скоростного участка
Здания и сооружения технического обслуживания полигона, м³	140 000	
Корпуса для испытаний крупнобаритных конструкций и подвижного состава, м³	160 000	
Корпуса для НИЛ электроники, электроприводов и др., м³	24 000	
Объекты социального назначения, м²	50 000	Без выкупа земли

Таблица 6 — Экономические показатели

Наименование показателя	Ед. измер.	Стоимость, тыс. руб.	Примечание
Скоростной участок	1 км	35 038	Основной участок
Нескоростной участок	1 км	25 470	
Станционные и другие пути	1 км	8 500	
Стоимость, относящаяся на 1 км скоростного участка без зданий и сооружений	1 км	77 060	Без выкупа земли
Стоимость, относящаяся на 1 км скоростного участка с учетом зданий и сооружений	1 км	131 293	Без выкупа земли. Без соц. сферы
Полная стоимость сооружения полигона, относящаяся на 1 км скоростного участка	1 км	175 936	Без выкупа земли
Стоимость, относящаяся на 1 км скоростного участка с учетом затрат на выкуп земли		183 748	
Полная стоимость сооружения полигона		10 289 898	С выкупом земли

Окончание следует

### Литература

- Ефимов А.В., Сай В.М. Транспортный полигон высокоскоростных испытаний — необходимое условие развития железнодорожного транспорта страны // Транспорт Урала. 2009. № 2. С. 3—8.
- Ефимов А.В., Сай В.М. Транспортный полигон высокоскоростных испытаний — необходимое условие развития железнодорожного транспорта страны // Транспорт Урала. 2009. № 3. С. 3—7.
- Ефимов А.В., Сай В.М. Транспортный полигон высокоскоростных испытаний — необходимое условие развития железнодорожного транспорта страны // Транспорт Урала. 2009. № 4. С. 3—9.
- Ефимов А.В., Сай В.М. Транспортный полигон высокоскоростных испытаний — необходимое условие развития железнодорожного транспорта страны // Транспорт Урала. 2010. № 1. С. 3—8.

### References

- Efimov A.V., Say V.M. Transportnyy poligon vysokoskorostnykh ispytaniy — neobkhodimoe uslovie razvitiya zheleznodorozhnogo transporta strany // Transport Urala. 2009. № 2. S. 3—8.
- Efimov A.V., Say V.M. Transportnyy poligon vysokoskorostnykh ispytaniy — neobkhodimoe uslovie razvitiya zheleznodorozhnogo transporta strany // Transport Urala. 2009. № 3. S. 3—7.
- Efimov A.V., Say V.M. Transportnyy poligon vysokoskorostnykh ispytaniy — neobkhodimoe uslovie razvitiya zheleznodorozhnogo transporta strany // Transport Urala. 2009. № 4. S. 3—9.
- Efimov A.V., Say V.M. Transportnyy poligon vysokoskorostnykh ispytaniy — neobkhodimoe uslovie razvitiya zheleznodorozhnogo transporta strany // Transport Urala. 2010. № 1. S. 3—8.

УДК 629.48: 65.011.8

Виктор Александрович Смирнов, канд. техн. наук (ОмГУПС, Омск),  
Виктор Федорович Кузнецов, канд. техн. наук (ОмГУПС, Омск),  
Александр Михайлович Семенов, канд. физ.-мат. наук (ОмГУ, Омск)

## ПЛАНИРОВАНИЕ МОДЕРНИЗАЦИИ И РЕКОНСТРУКЦИИ ПРЕДПРИЯТИЙ ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

Viktor A. Smirnov, PhD (OSTU, Omsk),  
Viktor F. Kuznetsov, PhD (OSTU, Omsk),  
Alexandr M. Semyonov, PhD (OSU, Omsk)

## Planning of Modernization and Reconstruction of Transport Mechanical Engineering Enterprises

### Аннотация

Рассмотрены вопросы оптимизации планирования модернизации и реконструкции предприятий транспортного машиностроения. Предложена методика предварительного отбора вариантов модернизации предприятия для их последующего финансового анализа. Разработан метод построения целевой функции, зависящей от количественных и качественных характеристик производства. Приведена постановка задачи целочисленного программирования, решениями которой являются варианты модернизации предприятия, наиболее полно соответствующие поставленным целям стратегического развития. Предлагается методика анализа вариантов модернизации предприятий, позволяющая решить задачу нахождения оптимального плана инвестиционных вложений в зависимости от объемов инвестиций, показан пример расчетов.

**Ключевые слова:** транспортное машиностроение, показатели производства, модернизация и реконструкция предприятия, оптимизация, планирование инвестиций.

### Annotation

Questions of planning optimization of modernization and reconstruction of transport mechanical engineering enterprises are considered. The options' pre-selection method of an enterprise modernization for further financial analysis is offered. The construction method of target function, depending on quantitative and qualitative production characteristics is developed. The problem statement of integer programming is given. The task solutions are the options of enterprise modernization, which most fully answer the set targets of strategic development. The method of analysis of enterprises modernization variants, which allows to solve the task of finding the optimal investment plan, depending on the volume of investments, is offered and the example of calculations is presented.

**Key words:** transport mechanical engineering, production indexes, enterprise's modernization and reconstruction, optimization, investments planning.

Системные проблемы железнодорожной и машиностроительной отрасли привели к тому, что технологическое оборудование и станочный парк предприятий транспортного машиностроения в значительной степени устарели. По оценке различных экспертов, износ основных фондов машиностроительных и ремонтных заводов превысил 58%. Негативная ситуация с обновлением и модернизацией производства усугубляется дефицитом свободных денежных средств, связанными с последствиями экономического кризиса.

Для выживания предприятий в условиях сокращения производства требуется коренной пересмотр и оптимизация всей производственной системы, притом комплекс разрабатываемых мер должен не только оптимизировать издержки в кризисный период, но и обеспечить готовность к прогнозируемому послекризисному росту.

Модернизация и реконструкция предприятий в сложившихся экономических условиях требует особо тщательного планирования задач технического перевооружения производства и детальной оценки экономических результатов того или иного конкретного шага на основе научно обоснованных методик, отвечающих современным условиям модернизации. Выбор варианта модернизации каждого конкретного предприятия во многом определяется возможным объемом инвестиций, целями модернизации и критериями оценки эффективности инвестиций [1, 2].

Среди основных целей модернизации промышленных и транспортных предприятий можно выделить следующие:

1) уменьшение себестоимости продукции, в первую очередь за счет увеличения производительности труда и внедрения энергосберегающих технологий;

2) улучшение условий труда, приведение производства в соответствие современным требованиям организации рабочих мест;

3) расширение ассортимента и улучшение качества продукции и услуг.

Общепринятые критерии экономической эффективности инвестиций (см., например, [3]), такие как период окупаемости, чистая приведенная стоимость, индекс рентабельности, внутренняя норма прибыли и ряд других, рассчитываются для



различных вариантов модернизации и служат основой для выбора лучшего варианта с помощью методов однокритериальной или многокритериальной оптимизации: главной компоненты, идеальной точки, выделения Парето-оптимальной области и др. (см., например, [4]).

Во многих практических случаях количество возможных вариантов модернизации предприятия даже при заданном объеме инвестиций очень велико, что делает применение традиционных методик затруднительным и недоступным.

Авторами предложена методика предварительного отбора вариантов модернизации предприятия для последующего финансового анализа. Разработан метод построения целевой функции, зависящей от количественных и качественных характеристик производства. Приведена постановка задачи целочисленного программирования, решениями которой являются варианты модернизации предприятия, наиболее полно соответствующие поставленным целям.

Исходными данными для анализа являются набор из  $n$  основных технологических операций на производстве, их характеристики в зависимости от используемого оборудования, а также характеристики самого оборудования.

Под модернизацией операции будем понимать частичную или полную замену технологического оборудования с выбором одного из вариантов замены.

Любой возможный план модернизации оборудования на предприятии задается матрицей  $X$  размера  $n \times k$ , элементы которой равны либо 1, либо 0. Если элемент  $x_{ij} = 1$ , то для  $i$ -й технологической операции выбран  $j$ -й вариант замены оборудования  $j = 2, \dots, k_i$  ( $j = 1$ , если замена не планируется), где  $k = \max \{k_1, \dots, k_n\}$ . Поэтому в каждой строке матрицы  $X$  только

один элемент отличен от нуля, точнее  $\sum_{j=1}^{k_i} x_{ij} = 1, i = 1, \dots, n$ . Так как  $x_{ij} = 0$  при значениях  $j > k_i$ , то получаем еще одно ограничение на элементы матрицы  $\sum_{i=1}^n \sum_{j=k_i+1}^k x_{ij} = 0$ .

Обозначим через  $X_0$  матрицу размера  $n \times k$ , у которой первый столбец состоит из единиц, а все остальные столбцы нулевые. Матрица  $X_0$  соответствует состоянию предприятия до модернизации.

Для нераздельно связанных технологических операций (замена оборудования на одной позиции или участке требует обязательной замены на другой) введем понятие технологической последовательности (цикла), для описания которых воспользу-

емся наборами пар  $I_p = \left\{ (i_1^p, j_1^p), (i_2^p, j_2^p), \dots, (i_{s_p}^p, j_{s_p}^p) \right\}, p = 1, \dots, l$ ,

где первые индексы в парах попарно различны, а вторые индексы больше 1. Элементы матрицы  $X$ , соответствующие наборам  $I_p$ , должны быть равными, т. е. либо все они нули, либо единицы одновременно. Запишем это условие в виде ограничений на элементы матрицы  $X$  следующим образом:

$$\sum_{k=2} x_{i_k^p j_k^p} = (s_p - 1) \cdot x_{i_1^p j_1^p}, p = 1, \dots, l.$$

Каждой характеристике технологических операций сопоставим матрицу  $H_m, m = 1, 2, \dots, s$  размера  $n \times k$ . Элемент  $h_{ij}^m$  матрицы  $H_m$  является значением  $m$ -й характеристики для  $i$ -й технологической операции при  $j$ -м варианте замены оборудования. Элементы матриц с индексами  $(i, j), j > k_i$  равны нулю.

Пусть  $G$  — матрица размера  $n \times s$ , у которой элемент  $g_{im}$  задает степень важности  $i$ -й технологической операции для улучшения  $m$ -й характеристики производства,  $0 < g_{im} \leq 1$ . Матрица  $G$  введена для масштабирования технологических операций и используется при вычислении общих качественных характеристик производства, например такой характеристики, как соответствие оборудования современным экологическим нормам. Для характеристик количественных, например характеристик, связанных с затратами (себестоимость, энергетические и трудозатраты), соответствующие элементы матрицы  $G$  полагаем равными единице.

При заданном плане модернизации  $X$  можно определить общие характеристики производства после модернизации предприятия следующим образом:

$$H_m(X) = \sum_{i,j} g_{im} \cdot h_{ij}^m \cdot x_{ij}, m = 1, 2, \dots, s.$$

Пусть  $a_m = \min_X H_m(X) = \sum_i g_{im} \cdot \min_j h_{ij}^m$  и  $b_m = \max_X H_m(X) = \sum_i g_{im} \cdot \max_j h_{ij}^m$ . Тогда диапазоны измене-

ния характеристик  $H_m, m = 1, 2, \dots, s$  представляют собой отрезки  $[a_m, b_m]$ . Диапазоны изменения характеристик могут сильно различаться, поэтому рассмотрим нормированные характеристики

$$R_m(X) = \frac{H_m(X) - a_m}{b_m - a_m}, m = 1, 2, \dots, s.$$

Диапазон изменения каждой нормированной характеристики есть отрезок  $[0, 1]$ .

Для каждого варианта модернизации  $X$  можно рассчитать приращения нормированных характеристик производства  $\Delta_m(X) = R_m(X) - R_m(X_0), m = 1, 2, \dots, s$ .

Таким образом, для каждого варианта модернизации определен вектор приращения общих нормированных характеристик производства  $\Delta(X) = (\Delta_1(X), \Delta_2(X), \dots, \Delta_s(X))$ . Все координаты данного вектора удовлетворяют условию  $-1 \leq \Delta_m(X) \leq 1$ . Положительное направление вектора  $\Delta(X)$  описывается сигнатурой  $q = (q_1, q_2, \dots, q_s)$ , где  $q_m = 1$ , если целью модернизации является уменьшение значения  $m$ -й общей характеристики производства, и  $q_m = -1$ , если целью модернизации является увеличение значения  $m$ -й общей характеристики производства.

Исходя из целей модернизации предприятия, для каждой общей характеристики производства введем вес  $w_m$ . Чем большее значение придается характеристике производства, тем больше соответствующее значение  $w_m$ . Веса позволяют количественно задать приоритетные направления технологического перевооружения предприятия:

- 1) минимизация себестоимости продукции (сокращение трудозатрат и затрат энергоносителей на единицу выпущенной продукции);
- 2) обеспечение высокого качества продукции и услуг (главное — высокая надежность подвижного состава в эксплуатации);
- 3) улучшение условий труда, повышение культуры производства, общий рост технического уровня производства и приближение его к мировым стандартам.

Таким образом, приоритетная политика модернизации предприятия задается весовым вектором  $w = (w_1, w_2, \dots, w_s)$ , где  $w_m \geq 0, m = 1, \dots, s$  и  $\sum_{m=1} w_m = 1$ . Тогда вектор  $d = (d_1, d_2, \dots, d_s)$ , где

$d_m = q_m \cdot w_m$  определяет положительное и оптимальное с точки зрения приоритетной политики направление вектора  $\Delta(X)$ .

Теперь мы можем определить целевую функцию как скалярное произведение векторов  $F(X) = d \cdot \Delta(X)$  и сформулировать задачу целочисленного программирования. Задача нахождения минимума целевой функции

$$F(X) \rightarrow \min \quad (1)$$

при следующих естественных ограничениях:

- ограничение на объем инвестиций

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j=2}^k s_{ij} x_{ij} \leq I,$$

где  $s_{ij}$  — стоимость оборудования для  $i$ -й технологической операции и  $j$ -го варианта замены оборудования;

$I$  — заданный объем инвестиций;

- ограничения на матрицу плана модернизации:

$$\sum_{j=1}^{k_i} x_{ij} = 1, i = 1, \dots, n; x_{ij} = 0, i = 1, \dots, n; j = k_i + 1, \dots, k;$$

$$\sum_{k=2}^{s_p} x_{ik}^{p,jp} = (s_p - 1) \cdot x_{i1}^{p,jp}, p = 1, \dots, l;$$

- ограничение на значения переменных

$$x_{ij} \in \{0, 1\}, i = 1, \dots, n, j = 1, \dots, k.$$

Сформулированная задача является задачей целочисленного программирования. Она может быть решена с помощью метода ветвей и границ. На каждом шаге решения формулируется обычная задача линейного программирования с ослабленными ограничениями на переменные  $0 \leq x_{ij} \leq 1, i = 1, \dots, n, j = 1, \dots, k$ . Подробно алгоритмы описаны в литературе (см., например, [5]), а решение можно получить, используя стандартные математические пакеты прикладных программ, например MATLAB.

Ниже приведен пример одного из возможных списков характеристик технологических операций. Для качественных характеристик указаны их возможные значения.

Характеристики, определяющие себестоимость продукции и производительность труда:

- $H_1$  — себестоимость выполнения технологической операции;

- $H_2$  — время выполнения технологической операции.

Характеристики, определяющие условия труда и соответствие производства экологическим нормам:

- $H_3$  — степень соответствия современному технологическому уровню (сравнение с аналогичным оборудованием в технологически развитых странах мира). Возможные значения  $h_{ij}^3$ : 1 — оборудование не соответствует современному технологическому уровню; 2 — оборудование соответствует современному технологическому уровню;

- $H_4$  — требования к уровню квалификации оператора при выполнении технологической операции. Возможные значения  $h_{ij}^4$ : 1 — может работать «человек с улицы» после стажировки и закрепления за наставником (обязательное среднее или неполное среднее образование); 2 — требуются технические знания для работы на оборудовании (на уровне училища) и длительная подготовка по получению необходимых навыков в работе; 3 — требуются специальные технические знания и образование на уровне техникума; 4 — требуется дополнительная подготовка на спецкурсах по освоению техники (чаще в условиях завода изготовителя или крупных учебных центрах);

- $H_5$  — использование в технологии экологически вредных или потенциально опасных для жизни и здоровья людей веществ и материалов. Возможные значения  $h_{ij}^5$ : 1 — экологии, жизни и здоровью людей ничего не угрожает как в штатном режиме работы оборудования, так и при всех возможных отклонениях (авариях, сбоях в работе); 2 — возможно отрицательное воздействие на экологию, жизнь и здоровье людей в случае неисправности оборудования, нарушения технологии использования и т. д.

Характеристики, определяющие качество выпускаемой продукции:

- $H_6$  — качество выполнения технологической операции (условная оценка, характеризующая степень соответствия фактического качества выполнения ожиданиям потребителя, в том числе внутреннего). Возможные значения  $h_{ij}^6$ : 1 — качество не устраивает, требуются улучшения; 2 — качество хорошее, улучшения желательны; 3 — качество отличное, улучшения не требуются;

- $H_7$  — влияние человеческого фактора в обеспечении качества выполнения технологической операции (тем меньше, чем выше уровень автоматизации). Возможные значения  $h_{ij}^7$ : 1 — технологическая операция полностью автоматизирована, роль оператора только в качестве наблюдателя; 2 — технологическая операция частично автоматизирована, роль оператора в обеспечении качества процесса существенна; 3 — качество выполнения технологической операции целиком и полностью зависит от состояния оператора и его квалификации.

Для выбранного нами набора характеристик положительное направление вектора приращения  $\Delta(X)$  общих нормированных характеристик производства определяется сигнатурой  $q = (1, 1, -1, -1, 1, -1, 1)$ .

Пусть  $Z(I)$  — решение задачи (1) для ряда различных объемов инвестиций  $I$ . Для каждого значения  $I$  вычислим относительные значения общих характеристик

$$T_m(Z(I)) = \frac{H_m(Z(I))}{H_m(X_0)}, m = 1, \dots, s$$

и рассчитаем относительные изменения общих характеристик производства

$$\delta_m(Z(I)) = T_m(Z(I)) - 1, m = 1, \dots, s.$$

Относительное изменение характеристики показывает, на сколько процентов увеличилась или уменьшилась соответствующая характеристика производства в результате модернизации предприятия.

Для более детального анализа плана модернизации удобно использовать показатели относительных изменений общих характеристик по группам технологических операций. В качестве примера таких групп можно привести технологические операции, выполняемые в одном или нескольких структурных подразделениях предприятия, или технологические операции со степенью важности по выделенной группе характеристик не ниже некоторого уровня. Заметим, что принципы объединения операций в группы могут быть самыми разнообразными и зависят от индивидуальных особенностей модернизируемого предприятия.

Допустим, что выделена группа технологических операций, т. е. задан вектор  $y = (y_1, \dots, y_n)$ , где  $y_i = 1$ , если  $i$ -я операция входит в группу, и  $y_i = 0$ , если  $i$ -я операция не входит в выделенную группу. Тогда расчеты можно провести по формуле



$$\delta_m^y(Z(I)) = T_m^y(Z(I)) - 1, \quad m=1, \dots, s,$$

где

$$T_m^y(Z(I)) = \frac{H_m^y(Z(I))}{H_m^y(X_0)} = \frac{\sum_{i,j} y_i \cdot g_{im} h_{ij}^m \cdot z_{ij}}{\sum_i y_i \cdot g_{im} h_{i1}^m},$$

т. е. вместо матрицы  $G$  при вычислении общих характеристик производства используется матрица  $Y \cdot G$ , где  $Y$  — диагональная матрица размера  $n \times n$ , у которой на главной диагонали стоят числа  $y_1, y_2, \dots, y_n$ .

Для анализа эффективности найденных планов удобно использовать графики относительных изменений характеристик производства. Графики позволяют выбрать минимальный объем инвестиций, достаточный для достижения приоритетными характеристиками желаемого уровня. В качестве примера на рис. 1 приведены результаты расчетов, проведенных авторами для технологического комплекса электромашиностроения одного из предприятий по ремонту электроподвижного состава ОАО «РЖД».

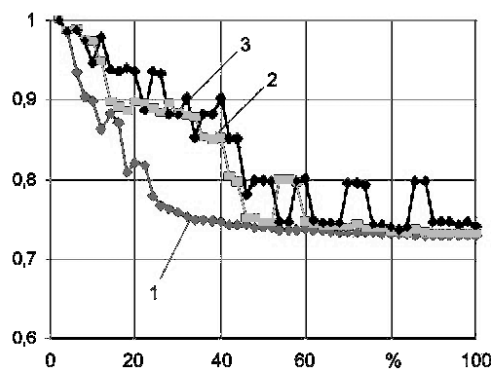
Из соображений конфиденциальности коммерческой информации финансовые затраты приведены в относитель-

ных единицах, где базовому значению 1 соответствует уровень инвестиционных вложений при комплексной замене оборудования (все технологическое оборудование, вырабатывавшее нормативный срок службы, физически и морально устаревшее, не соответствующее современным нормам и требованиям по результатам технологического аудита производства).

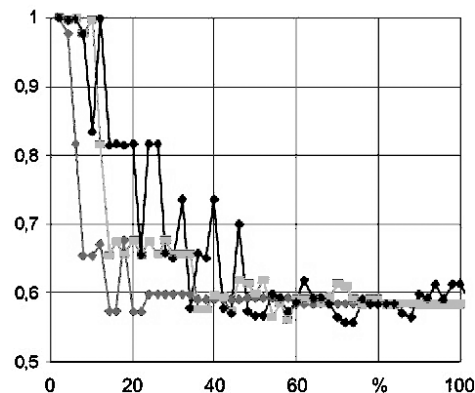
На графиках рис. 1 видно, что из возможных вариантов наиболее существенную полезность обеспечивает сценарий «минимизация себестоимости» при объеме инвестиций в пределах 20% (от базового).

Дальнейший рост объемов инвестирования обеспечивает существенно меньший прирост отдачи с достижением практически установившихся значений показателей экономии при уровне вложений 50—60%.

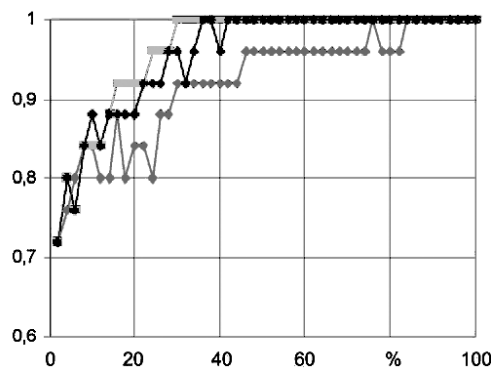
Приемлемым уровнем финансовых вложений в техническое перевооружение для повышения качества процессов (качество ремонта, удовлетворенность внутренних и внешних потребителей) является объем инвестиций не менее 40%. При этом характерной особенностью является наличие существенных отличий для различных сценариев (на рис. 1 показана



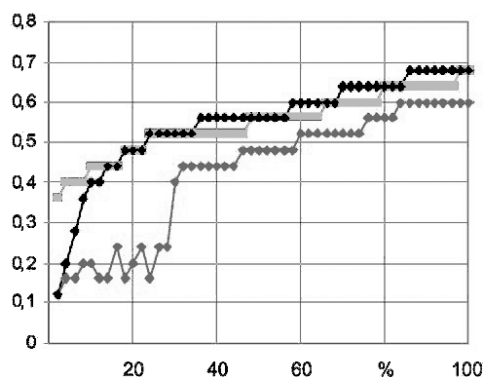
Снижение трудоемкости процессов



Сокращение потребления электроэнергии



Удовлетворенность внутренних и внешних потребителей (по ключевым операциям)



Соответствие современному зарубежному технологическому уровню

**Рисунок 1 — Показатели производства в зависимости от объемов инвестирования для различных сценариев модернизации:**  
**1 — сценарий «Приоритетность минимизации себестоимости продукции» (сокращение трудозатрат, затрат энергоносителей на единицу выпущенной продукции);**  
**2 — сценарий «Приоритетность обеспечения высокого качества ремонта»;**  
**3 — сценарий «Приоритетность улучшения условий труда, повышения культуры производства, общий рост технического уровня производства»**

ны графики по группе технологических операций, ключевых в обеспечении качества ремонта в целом).

Кардинальное изменение ситуации в вопросе сокращения отставания от зарубежного технического уровня оценивается объемом инвестиций не менее 80%.

Очевидно, что с точки зрения достижения максимальной полезности инвестиций (для данного конкретного случая) разумным видится ограничение объема финансирования на уровне 40% от базового с достижением показателя роста производительности труда ~30% по основным технологическим операциям для 1-го сценария (рис. 2).

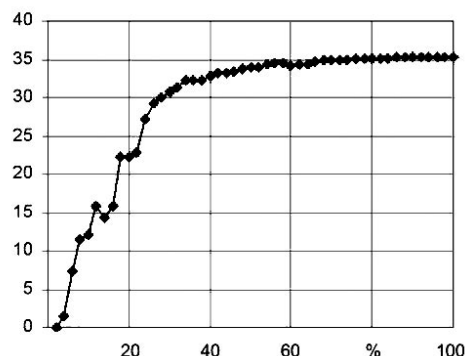


Рисунок 2 — Повышение производительности труда

Дальнейший рост финансовых вложений оказывает влияние преимущественно на показатели производства, не связанные с прямой финансовой выгодой, и качественные показатели: степень старения оборудования, условия труда, исключение из потенциально опасных технологий и оборудования и т. п.

Можно также заметить, что при финансировании менее 40% совпадение по трем сценариям инвестиционного развития не превышает 45% (рис. 3). Это обстоятельство важно учитывать при выборе стратегии развития производственного комплекса.

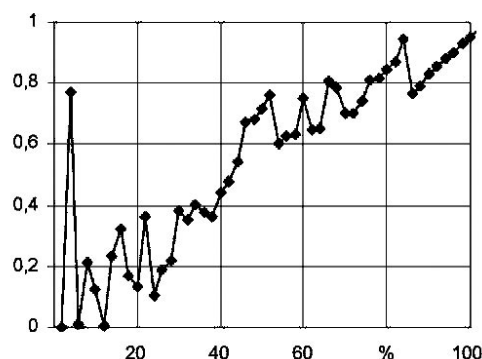


Рисунок 3 — Совпадение планов модернизации

В данной работе изложена общая схема целевого анализа вариантов модернизации предприятия. В зависимости от специфики конкретного производства и целей модернизации список характеристик технологических операций может быть расширен или изменен.

Предложенная методика позволяет провести предварительный отбор вариантов модернизации предприятия, наиболее соответствующих целям модернизации и оптимальных по объему инвестиций. Последующий анализ отобранных вариантов с помощью критериев экономической эффективности инвестиций дает возможность сделать окончательный выбор варианта модернизации предприятия.

## Литература

1. Самочкин В.Н., Тимофеева О.А., Калюкин А.А. Оценка инновационных возможностей предприятия и их использование при формировании долгосрочных планов развития // Менеджмент в России и за рубежом. 2002. № 6. С. 12—21.
2. Бурнышев К.В. Стратегии инновационного поведения предприятий // Сибирский социологический вестник. 2004. № 2. С. 92—106.
3. Ковалев В.В. Финансовый анализ. Управление капиталом. Выбор инвестиций. Анализ отчетности / 2-е изд., перераб. и доп. М.: Финансы и статистика, 1998. 512 с.
4. Кини Р., Райфа Х. Принятие решений при многих критериях: предпочтения и замещения / Пер. с англ. М.: Радио и связь, 1981. 560 с.
5. Hillier F.S., Lieberman G.J. Introduction to Operations Research / 7th ed. Boston: McGraw-Hill, 2001. 1214 p.

## References

1. Samochkin V.N., Timofeeva O.A., Kalyukin A.A. Otsenka innovatsionnykh vozmozhnostey predpriyatiya i ikh ispolzovanie pri formirovaniy dolgosrochnykh planov razvitiya // Menedzhment v Rossii i za rubezhom. 2002. № 6. S. 12—21.
2. Burnyshev K.V. Strategii innovatsionnogo povedeniya predpriyatij // Sibirskij sotsiologicheskij vestnik. 2004. № 2. S. 92—106.
3. Kovalev V.V. Finansovyy analiz. Upravleniye kapitalom. Vybora investitsij. Analiz otchetnosti / 2-e izd. pererab. i dop. M.: Finansy i statistika, 1998. 512 s.
4. Kini R., Rajfa H. Prinyatie reshenij pri mnogikh kriteriyakh predpochteniya i zameshcheniya / Per. s angl. M.: Radio i svyaz, 1981. 560 c.
5. Hillier F.S., Lieberman G.J. Introduction to Operations Research / 7th ed. Boston: McGrawHill 2001. 1214 p.

УДК 656.731

Игорь Николаевич Пугачев, канд. техн. наук, доцент (ТОГУ, Хабаровск),  
Сергей Михайлович Бурков, канд. физ-мат. наук, директор ЦНИТ (ТОГУ, Хабаровск)

## ОПТИМИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ НА БАЗОВОЙ СЕТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ МАГИСТРАЛЕЙ КРУПНЫХ ГОРОДОВ

Igor N. Pugachyov, PhD, docent (PNU, Khabarovsk)

Sergey M. Burkov, PhD, Head of Center of Modern Information Technologies (PNU, Khabarovsk)

## Optimization of service operation of traffic streams on basic motorways network of large cities

### Аннотация

Статья посвящена решению задачи снижения транспортных издержек, которые составляют значительную часть в себестоимости продукции промышленного сектора экономики и предприятий, за счет осуществления комплекса операций логистики в области транспортных услуг.

Статья является теоретической работой, цель которой — математическая формализация решения частных задач оптимизации управления движением потоков автомобилей на базовой сети транспортных магистралей с различной степенью детализации муниципальных объектов.

Разработан комплекс математических моделей, адекватно описывающих временные характеристики развивающихся транспортно-распределенных систем городов с возможностью оптимизации в любой момент времени по заданному набору параметров.

**Ключевые слова:** пропускная способность; транспортно-распределительная система; сетевые графические модели; транспортный объект; транспортные услуги, математические модели, кластер, теория графов.

### Annotation

The article is devoted to the solution of the problem of reducing transportation costs, which form the considerable part in the product cost price of the industrial sector of economics and enterprise, due to implementation of the logistic operations complex, in the field of transport services.

The article is a theoretical work, which objective is a mathematical formalization of sub-problems solution of optimization of service operation car traffic on the basic motorways network with different degree of municipal units detailing.

The complex of the mathematical models, adequately describing temporary features of developing transport-apportioned cities systems with possibility of optimization at any time by the given set of parameters.

**Key words:** traffic capacity; transport-apportioned system; network graphic models; transport unit; transport services, mathematical models, cluster, graph theory.

В условиях постоянного роста автомобилизации и сопутствующего ему роста объемов движения автотранспорта важной задачей представляется создание эффективных транспортно-распределительных систем (ТРС), обеспечивающих доступ участников дорожного движения к имеющимся ресурсам магистральных автотранспортных сетей.

Одна из важных задач функционирования ТРС муниципального образования — оптимизация движения транспортных потоков на городских магистралях. Эта задача может быть решена путем динамического подбора режимов работы технических средств организации дорожного движения при заданных интенсивностях потоков, не превышающих пропускную способность транспортных магистралей. Постановка этой задачи представляет интерес в рамках суточного цикла и предполагает непрерывное отслеживание дорожно-транспортной обстановки в пределах рассматриваемого объекта. Для ее решения требуется разработка модели ТРС, описывающей ее состояние в плане топологии, характеристик магистралей, объектов притяжения транспортных средств и их классификации. Очевидно, что данную модель в пределах рассматриваемого интервала времени можно рассматривать как статическую в том смысле, что ее топология не изменяется. Временная динамика данной модели в пределах рассматриваемого интервала времени задается динамикой транспортных потоков, распределением нагрузки на магистрали и узлы ТРС. В зависимости от постановки задачи такую модель можно строить с различной степенью детализации объектов притяжения, путем объединения (кластеризации) мелких объектов в более крупные, которые можно описать системой интегральных параметров.

### Понятие кластера в условиях решения транспортной задачи

Пусть модель некоторой системы описывается множеством элементов  $S = \{s_1, s_2, \dots, s_n\}$ , не имеющих внутренней структуры. Введем операцию  $D$ , такую, что ее применение к множеству  $S$  порождает набор таких подмножеств, что

$S = \bigcup_{j=1}^M S_j^{(1)}$ ,  $\hat{D}S = S^{(1)}$ . Элемент полученного множества будем



называть кластером первого порядка множества  $S$ . Очевидно, что многократное применение этой операции определит последовательность моделей с различной степенью детализации  $\hat{D}S^{(k)} = S^{(k+1)}$ . Определение операции  $D$  производится исходя из конкретной модели рассматриваемой структуры. Например, если рассматривается транспортно-распределенная система города, то операция определяется в соответствии с географическими соображениями. Следовательно, уровнями кластеризации будут дом, квартал, район и т. д. Взаимодействие элементов подмножеств на каждом уровне детализации описывается системой связей, параметры которых задаются конкретной моделью. Таким образом, без нарушения общности можно сказать, что кластерную модель с учетом межкластерного взаимодействия можно представить как задачу на графе. Для конкретизации и построения модели требуется определить принципы построения топологии системы на определенном классе задач и систему базовых параметров модели.

Ниже будет рассмотрен процесс формирования кластерной модели на примере моделирования задач оптимизации автомобильного трафика в условиях муниципальных образований.

#### Описание топологии транспортно-распределительных систем

При моделировании динамики транспортных потоков внутри муниципальных образований можно выделить подмножества вершин и ребер, которые достаточно тесно связаны между собой и имеют ограниченное число связей с другими подмножествами. Определение набора подмножеств требует задания операции  $D$ . В данном случае эта операция определяется как функция координатного отбора с учетом административно-территориального деления.

Пример построения графической кластерной модели приведен на рис. 1.

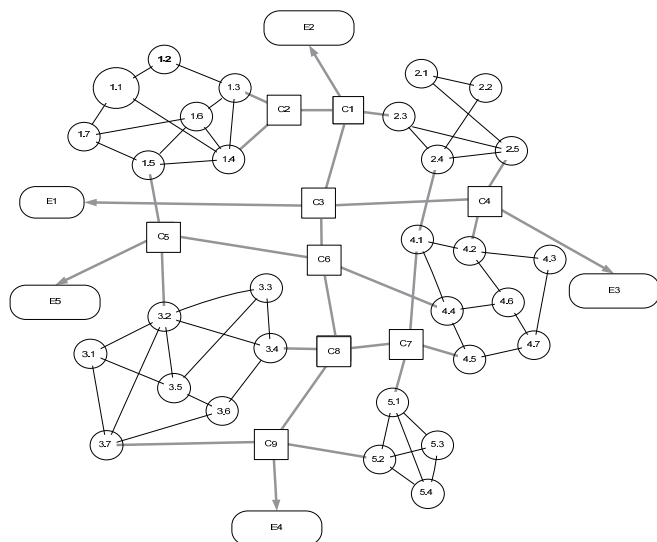


Рисунок 1 — Пример построения модели кластера  $n+1$  порядка

Таким образом, модель задана графом  $G(X, \Gamma)$ , где  $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$  — множество вершин графа, соответствующее множеству узлов транспортно-распределенной системы

города, где  $n$  — общее число узлов, вершина  $x_i$  соответствует узлу номер  $i$ , а  $\Gamma = \{(x_i, x_j)\}$ ,  $(i, j = 1, 2, \dots, n)$  — множество ребер графа, соответствующее возможным магистральным связям между узлами, задаваемое парами  $(x_i, x_j)$ , где каждая пара (ребро)  $(x_i, x_j)$  соответствует участку магистрали (перегону) между узлами (вершинами)  $i$  и  $j$ . Каждому ребру графа поставлен в соответствие вес ребра. Вес ребра  $(x_i, x_j)$  равен  $u((x_i, x_j)) \geq 0$ . Если ребра, связывающего вершины  $x_i$  и  $x_j$ , нет, то  $u((x_i, x_j)) = 0$ . Под весом ребра  $u((x_i, x_j))$  будем понимать пропускную способность магистрали между вершинами  $x_i, x_j$ . В общем случае матрица пропускной способности может быть несимметрична, а данный граф следует рассматривать как ориентированный.

На приведенном примере показан граф, соответствующий кластерной системе со степенью детализации, равной двум, т. е. детализованы кластеры порядка  $n+2$ . Граф, соответствующий модели с детализацией первого порядка, приведен на рис. 2.

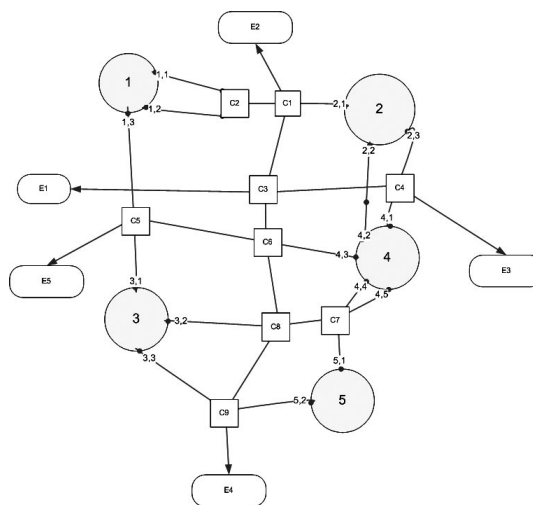


Рисунок 2 — Кластерная модель с детализацией  $n+2$  порядка

Как видно из рис. 1, 2, вершины графа, обозначенные кругами, представляют объекты, имеющие внутреннюю структуру (определенное число объектов притяжения транспорта внутри микрорайонов). Параметры этих объектов определяют уровень автомобильного трафика между ними и соответственно транспортную нагрузку на магистрали. Каждый такой объект имеет свою систему входов и выходов, причем суммарный входящий трафик не равен исходящему. Другими словами, объект представляет собой систему стоков и источников трафика. Второй тип вершин, приведенных на рис. 1, 2, обозначенный квадратами ( $C_i$ ), задает функцию управления и маршрутизации трафика. Суммирование трафика по всем входам и выходам таких вершин за определенный промежуток времени  $T$ , называемый периодом управления, равно нулю. Каждая такая вершина задается функцией управления, которая в идеальном варианте периодична во времени, однако в общем случае период управления может являться дискретной функцией времени. Топология задается матрицей связанности системы. Введем определение порядка кластерной вершины как число входов и выходов из нее. Из рис. 2 следует, что вершины 1, 2, 3 имеют степень 3, вершина 4 имеет степень 5, вершина 5 — степень 2.

Пусть  $m_i$  — вектор входов и выходов кластера  $i$ . Сопоставим данному вектору в соответствие матрицу характеристик их внутреннего взаимодействия  $g_{ij}$ . Здесь  $i$  — номер кластерной вершины. Данная матрица определяется внутренней топологией кластера и постановкой конкретной задачи.

Таким образом, каждая кластерная вершина может быть представлена в векторе  $X$   $m_i$  элементами, где  $m_i$  — степень вершины. Определим размерность вектора  $X$  и матрицы связанности  $\Gamma$ . Пусть  $n$  — число кластерных вершин,  $M$  — число маршрутизирующих узлов. Тогда размерность вектора  $X$  определится как  $K = \sum_{i=1}^n m_i + M$ , соответственно размерность матрицы связанности  $\Gamma$  будет  $K \times K$ .

### Базовые характеристики модели

Рассмотрим характеристики данной модели в приложении к описанию состояния транспортно-распределенной системы города, заданной вершинами и ребрами графов, представленных на рис. 1, 2, и определим свойства вершин и ребер графа.

Характеристики ребер графа (транспортных магистралей)

В рассматриваемой модели ребрами графа являются участки (перегоны) дорог (улиц) городского значения, не содержащие перекрестков, светофоров и въездов и выездов. Предполагается, что движение на данных участках ограничивается только свойствами вершин, которые соединяются данным ребром и параметрами магистрали. Будем считать, что весовые параметры ребер на данном интервале не меняются. Пусть далее вектор  $\bar{R}_{ij}$  — набор независимых параметров магистрали между вершинами  $(i, j)$ . Под системой независимых параметров будем понимать набор таких характеристик ребра, которые не могут быть выражены через остальные. Таким образом, применительно к графам (см. рис. 1, 2), компонентами вектора  $\bar{R}_{ij}$  будет набор матриц, размерность которых определяется размерностью матрицы связанности. Так, для описания транспортно-распределенной системы города данный вектор может быть представлен в следующем виде:

$$\bar{R}_{ij} = R(L_{ij}, P_{ij}, V_{ij}),$$

где  $L_{ij}$  — матрица длин участков (перегонов) между вершинами  $(i, j)$ ;

$P_{ij}$  — матрица, характеризующая пропускную способность магистрали от вершины  $i$  к вершине  $j$ . Фактически данная матрица задает количество полос движения в заданном направлении;

$V_{ij}$  — матрица скоростных ограничений на заданном участке дороги.

Данные параметры являются базовыми для рассматриваемой модели. Их можно считать постоянными на значительном интервале времени. Очевидно, что диагональные элементы этих матриц не имеют смысла и без нарушения общности могут быть положены равными нулю. Из данных параметров могут быть рассчитаны предельные характеристики для составления матриц ограничений. Например, минимальный интервал времени движения транспортного средства по магистрали  $(i, j)$

может быть вычислен по формуле  $t_{ij} = L_{ij} / V_{ij}$ .

Введем далее параметры заполнения дороги транспортными средствами. Пусть  $l_k$ ,  $k = 1, \dots, r$  — набор габаритов транс-

портных средств, осуществляющих движение в рассматриваемом населенном пункте. Пусть далее  $r_{ij}^k$  — вероятность того, что некое транспортное средство, движущееся в направлении  $(i, j)$ , имеет габарит  $l_k$ . Тогда среднестатистическая длина транспортного средства с учетом интервала движения  $\Delta$  на направлении  $(i, j)$  может быть вычислена в соответствии со следующим выражением:

$$\bar{l}_{ij} = \frac{1}{r} \sum_{k=1}^r r_{ij}^k l_k + \Delta. \quad (1)$$

Соответственно максимальное количество транспортных средств, которые могут находиться на магистрали  $(i, j)$ ,  $g_{ij} = L_{ij} P_{ij} / \bar{l}_{ij}$ . Аналогично можно ввести множество необходимых параметров, требуемых для решения конкретной задачи.

### Характеристики вершин графа

Мы выделили два типа вершин. Первый — кластерные объекты характеризуют промышленную, экономическую и социальную инфраструктуру муниципального образования. Они определяют потоки транспорта, места парковки и т. д. Другими словами, они являются генераторами и потребителями транспортных потоков. Каждая такая вершина имеет набор въездов и выездов, связанных между собой матрицей переходных функций, определяемых исходя из детализовки кластера. Пусть далее  $M$  — множество источников транспортных средств, которое можно представить в следующем виде:

$$M = \bigcup_{i=1}^z M_i, \quad (2)$$

где  $M_i$  — множество источников транспортного движения, привязанное к кластеру  $i$ ;

$z$  — общее количество кластерных вершин.

Каждый элемент множества  $M_i$  (источник транспортных средств) представим в виде вектора  $m_{ik}$ , где  $i$  — индекс кластера,  $k$  — номер источника в кластере:

$$m_{ik} = (\eta, l_1, \dots, l_r),$$

где  $\eta$  — вес источника (число транспортных средств);

$l_j$  — габариты транспортных средств.

### Основные определения модели

Для дальнейшей конкретизации модели дадим несколько определений основных параметров и характеристик, необходимых для постановки задачи. В дальнейшем под общим термином сеть будем понимать автотранспортную сеть рассматриваемого образования, базовым узлом сети будем называть кластерное образование, генерирующее или поглощающее транспортные потоки, узлом управления — вершины графа, участвующие только в маршрутизации транспортных потоков и их управлении. В приложении к различным порядкам кластеризации моделируемого объекта можно дать рекурсивное определение базовой сети кластера как сети городских магистралей, связывающих основные объекты рассматриваемой структуры, ее входы и выходы.

### Расчет нагрузки на узлы и магистрали базовой сети

Для учета временной динамики развития базовой транспортной сети рассматриваемого объекта и возможных изменений в структуре участников движения делается предположение, что развитие происходит поэтапно за до-

статочны продолжительные интервалы времени, на которых параметры модели можно считать постоянными. Для учета этого факта все переменные приводимых ниже алгоритмов имеют индекс  $r$ , соответствующий номеру рассматриваемого этапа.

### Расчет параметров потоков между узлами

Прежде чем приступить к решению задач формирования структуры сети, необходимо определить параметры потоков данных между узлами сети. Поток  $P_r(i, j)$  между узлами  $i$  и  $j$  есть суммарный поток всех типов транспортных средств на этих узлах. При этом считается, что узлы с номерами  $i$  и  $j$  входят в состав узлов, которые могут входить в состав базовой сети, т. е.  $x_{0ri} = 1$  и  $x_{0rj} = 1$ , ( $i, j = 1, 2, \dots, n$ ). Пусть  $\lambda_{rmk}^{ij}(t)$  — вероятность появления транспортного средства, осуществляющего перевозки между объектами  $n$  и  $k$  в момент времени  $t$  на перегоне  $(i, j)$ . Тогда интенсивность потока  $P_r(i, j)$  вычисляется по формуле

$$N_{rij} = \sum_{n=1}^{c_j} m_{rn} \sum_{k=1}^{c_i} \lambda_{rmk}^{ij}(t) m_{rk}, \quad (i, j = 1, 2, \dots, n). \quad (3)$$

Справедливость выражения (3) следует из того, что в нем суммируются интенсивности транспортных потоков от узла  $i$  к узлу  $j$  от объектов генерации потоков всех типов, находящихся на узле  $i$ , к объектам потребления всех типов, находящихся на узле  $j$ .

Суммарная интенсивность  $N_{rij}^*(m)$  потоков, ассоциированных со всеми объектами типа  $m$  узла  $i$  всем объектам типа  $m$  узла  $j$ , вычисляется по формуле

$$N_{rij}^*(m) = m_{rm} \lambda_{rmn}^{ij}(t) m_{rn}, \quad (i, j = 1, 2, \dots, n; m = 1, 2, \dots, c). \quad (4)$$

По сути, формула (4) позволяет вычислить суммарную интенсивность потоков между объектами одного типа, расположенными на различных узлах.

Наконец, суммарная интенсивность потоков всех генерирующих объектов типа  $m$ , передаваемых от узла  $i$  всем объектам узла  $j$ , вычисляется по формуле

$$N_{rij}(m) = m_{rm} \sum_{k=1}^{c_i} \lambda_{rmk}^{ij}(t) m_{rk}, \quad (i, j = 1, 2, \dots, n). \quad (5)$$

Формулу (5) можно использовать для вычисления множества матриц суммарных интенсивностей транспортных потоков, передаваемых между узлами базовой сети объектами генерации типа  $m$ :  $\Gamma_{0rm} = \{\Gamma_{0rmij} = \|\gamma_{0rmij}\|\}$ , где  $\gamma_{0rmij}$  —

интенсивность суммарного транспортного потока, передаваемого по транспортным магистралям базовой сети между узлами  $i$  и  $j$  объектами типа  $m$ . В этом случае справедливо равенство

$$\gamma_{rmij} = N_{rij}(m) + N_{rji}(m), \quad (m = 1, 2, \dots, c; i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, n). \quad (6)$$

При выводе (6) считалось, что потоки однонаправленные, однако матрица  $\Gamma_{rm}$  симметричная [1], поскольку  $\gamma_{rmij} = \gamma_{rmji}$  для всех  $(m = 1, 2, \dots, c; i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, n)$ .

Величина  $\gamma_{0rmii}$  имеет смысл как суммарная интенсивность внутренних потоков объектов типа  $m$  на узле  $i$  и вычисляется по формуле

$$\gamma_{0rmii} = N_{rii}(m), \quad (m = 1, 2, \dots, c; i = 1, 2, \dots, n). \quad (7)$$

Отметим, что из (3) и (5) следует, что  $N_{rij} = \sum_{m=1}^c N_{rij}(m)$ , это со-

ответствует действительности, поскольку суммарная интенсивность всех потоков от узла  $i$  к узлу  $j$  равна суммарной интенсивности потоков от объектов всех типов на узле  $i$  к объектам всех типов узла  $j$ .

Формулу (3) и ее аналог в случае если  $i = j$ , можно объединить в матричной форме, составив матрицу интенсивностей потоков между узлами и в узлах  $A_r = \|N_{rij}\|, (i, j = 1, 2, \dots, n)$ .

Элементы  $N_{rij}^*(m)$  из формулы (4) и ее аналога суммарной интенсивности внутренних потоков между всеми объектами типа  $m$ , присоединенных к узлу  $j$ , т. е.  $N_{rji}^*(m)$ , можно объединить в матрицы интенсивностей потоков между объектами типа  $m$  между узлами и в узлах  $A_r^*(m) = \|\alpha_{rij}^*(m)\|, (m = 1, 2, \dots, c; i, j = 1, 2, \dots, n)$ .

Элементы  $N_{rij}(m)$  из формулы (5) и ее аналога суммарной интенсивности внутренних потоков всех объектов генерации типа  $m$  узла  $j$ , т. е.  $N_{rji}(m)$ , объединим в матрицы интенсивностей потоков объектов типа  $m$  между узлами и в узлах  $A_r(m) = \|N_{rij}(m)\|, (m = 1, 2, \dots, c; i, j = 1, 2, \dots, n)$ .

Из (6) и (7) получим также  $\Gamma_{0rm} = A_r(m) + (A_r(m))^T - \text{diag}(A_r(m))$ , ( $m = 1, 2, \dots, M$ ), где символ  $T$  означает транспонирование матрицы, а  $\text{diag}(A_r(m))$  — диагональная матрица, получаемая из матрицы  $A_r(m)$  приравниванием к нулю всех недиагональных элементов.

Таким образом, получены формулы для расчета параметров потоков между базовыми узлами и внутренних потоков на узлах.

Здесь также следует отметить, что можно обобщить приведенные результаты, если задавать не одну матрицу  $\Lambda_{0,r}$ , а, например, множество матриц  $\{\Lambda_{0,r}(j)\}$ , ( $j = 1, 2, \dots, n$ ), задающих интенсивности транспортных потоков между объектами различных типов применительно к узлам сети.

Результаты расчетов по модели [формулы (3) — (6)] являются исходными данными для проведения расчетов при решении частных задач формирования структуры базовой сети

### Расчет нагрузки узлов

Пусть при решении частной задачи построен вариант покрывающего дерева. Пусть этот вариант имеет номер  $d$ . Этот вариант зададим с помощью матрицы смежности  $S_{r,d} = \|s_{r,dij}\|$ , где  $s_{r,dij} = 1$ , если узел  $i$  связан ребром с узлом  $j$ , и  $s_{r,dij} = 0$ , если узел  $i$  не связан ребром с узлом  $j$ , ( $i, j = 1, 2, \dots, N$ ) [1].

Отметим, что не все вершины (узлы) могут входить в состав покрывающего дерева на данном этапе, а только те, номерам которых соответствуют единичные компоненты вектора  $x_{0,r}$ . Ребра покрывающего дерева выбираются из ребер исходного графа для этапа.

Используя матрицу  $S_{r,r}$ , можно построить для заданного варианта покрывающего дерева, полученного при решении частной задачи, множество маршрутных матриц узлов  $\bar{Z}_{r,d} = \{Z_{r,dn}\} = \{\|z_{r,dnij}\|\}$ , ( $n = 1, 2, \dots, N$ ). Каждая матрица  $Z_{r,dn}$  определяет множество маршрутов от узла  $n$  до всех других узлов при заданной структуре сети (для заданного варианта покрывающего дерева). При этом  $Z_{r,dn} = 0$ , если  $x_{1,r,n} = 0$ , ( $n = 1, 2, \dots, N$ ), т. е. узел номер  $n$  не входит в состав варианта  $d$  структуры базовой сети на этапе  $r$ .  $0$  — нулевая матрица.

Для случая, когда маршрутная матрица для узла номер  $n$   $Z_{r,dn} \neq 0$ , ( $x_{1,r,n} = 1$ ), имеем:



$z_{r,nij}=1$ , если вершина номер  $j$  (узел номер  $j$ ) является в соответствии с определением (7) транзитной для потока  $P_r(n,i)$ , т. е. при движении транспортных потоков от узла номер  $n$  к узлу номер  $i$ ;

$z_{r,nij}=0$ , если вершина номер  $j$  (узел номер  $j$ ) не является транзитной для потока  $P_r(n,i)$ .

По сути, каждая строка номер  $i$  матрицы  $Z_{r,n}$  есть множество номеров узлов, входящих в маршрут от узла  $n$  до узла  $i$  так, что в соответствии с определением маршрута  $RP(P(i,j))$  для потока имеем  $rp_k(P_r(n,i)) = z_{r,nik}$ .

Если узел  $i$  недостижим из узла  $n$  для данного варианта структуры базовой сети, то все элементы строки номер  $i$  матрицы  $Z_{r,n}$  равны 0.

Для построения матриц  $Z_{r,n}$  ( $n=1,2,\dots,n$ ) можно использовать любой из известных алгоритмов поиска пути на графе [1—4]. Это следует из того, что для древовидного графа маршрут, связывающий любые две вершины, всегда является единственным.

## Выводы

Таким образом, в работе сформулирован подход, на основе которого можно ставить и решать задачи формирования и оптимизации функционирования ТРС. Представлен комплекс алгоритмов, позволяющий рассчитывать параметры оптимизируемых процессов. На основе этого подхода возможно поставить задачу оптимизации управления движением на базовой сети транспортных магистралей с различной степенью детализации муниципальных объектов. Такая задача может быть поставлена и решена методами динамического программирования и имитационного моделирования. Предложенный подход позволяет также описать временную динамику развития ТРС с возможностью поэтапной оптимизации принимаемых решений. В заключение можно добавить, что элемент создания ТРС для грузоперерабатывающих комплексов был рассмотрен ранее в [5], предлагаемый в данной статье подход является развитием методов, разработанных прежде для оптимизации телекоммуникационных систем [6, 7].

## Литература

1. Кристофидес Н. Теория графов. Алгоритмический подход. М.: Мир, 1978. 432 с.
2. Харари Ф., Палмер Э. Перечисление графов. М.: Мир, 1977. 324 с.
3. Кофман А., Анри-Лабордер А. Методы и модели исследования операций. М.: Мир, 1977. 432 с.
4. Кульгин М. Технология корпоративных сетей: энциклопедия. СПб.: Питер, 2000. 512 с.
5. Пугачев И.Н. Развитие городских транспортно-распределительных систем // Транспорт Урала. 2010. № 1. С. 28—31.
6. Бурков С.М. Параметры телекоммуникационных систем с поэтапным развитием // Вестник ТОГУ. 2009. № 3. С. 33—40.
7. Бурков С.М. Алгоритмы и методы поэтапного формирования телекоммуникационных сетей региона. Математическая модель // Вестник ТОГУ. 2008. № 1. С. 91—100.

## References

1. Kristofides N. Teoriya grafov. Algoritmicheskij podkhod. M.: Mir, 1978. 432 s.
2. Harari F., Palmer E. Perechislenie grafov. M.: Mir, 1977. 324 s.
3. Kofman A., AnriLaborder A. Metody i modeli issledovaniya operatsij. M.: Mir, 1977. 432 s.
4. Kulgin M. Tekhnologiya korporativnykh setej entsiklopediya. SPb.: Piter, 2000. 512 s.
5. Pugachev I.N. Razvitie gorodskikh transportnoraspreditelnykh sistem // Transport Urala. 2010. № 1. S. 28—31.
6. Burkov S.M. Parametry telekommunikatsionnykh sistem s poetapnym razvitiem // Vestnik TOGU. 2009. № 3. S. 33—40.
7. Burkov S.M. Algoritmy i metody poetapnogo formirovaniya telekommunikatsionnykh setej regiona. Matematicheskaya model // Vestnik TOGU. 2008. № 1. S. 91—100.

УДК 656.9

Сергей Алексеевич Плахотич, канд. техн. наук, доцент (УрГУПС, Екатеринбург),  
Ксения Евгеньевна Чемоданова, инженер (УрГУПС, Екатеринбург)

## ПЕРСПЕКТИВЫ БЕСПЕРЕСАДОЧНОГО ПРИГОРОДНО-ГОРОДСКОГО СООБЩЕНИЯ В ПРОМЫШЛЕННО-ГОРОДСКОЙ АГЛОМЕРАЦИИ

Sergey A. Plakhotich, PhD (USURT, Ekaterinburg),  
Ksenia E. Chemodanova, engineer (USURT, Ekaterinburg)

### The perspectives of direct commuter and city traffic in industrial and urban agglomeration

#### Аннотация

В статье анализируется зарубежный опыт обращения транспортных средств «трамвай — поезд» по городским трамвайным путям и железнодорожным линиям, соединяющим города в Германии, Франции и Бельгии (Карлсруэ — Бреттен, Мюлуз — Фрейбург, Страсбург — Кель, Лилль — Турне), состояние и готовность инфраструктуры железнодорожного и городского наземного рельсового транспорта Екатеринбурга и прилегающих пригородных районов тяготения для внедрения зарубежного опыта совмещенного использования указанных видов транспорта.

Даются предложения по организации движения нового вида транспорта «трамвай — поезд» для привлечения к перевозке большего городского и пригородного пассажиропотока, улучшения качества обслуживания населения промышленно-городских агломераций, повышения эффективности работы городского рельсового транспорта за счет совмещения использования трамвайных путей и пригородных участков железнодорожного транспорта.

**Ключевые слова:** городская транспортная система, железнодорожный транспорт, малоделятельные участки, общественный транспорт, пассажирские перевозки, промышленно-городская агломерация, трамвай-поезд.

#### Annotation

In the article the author analyzes the foreign experience of transport means circulation such as 'tram-train' on urban tram and train tracks, which link the cities of Germany, France and Belgium (Karlsruhe — Bretten, Myuluz — Freiburg, Strasbourg — Kehl, Lille — Turne); the state and readiness of railway and urban land rail transport of Ekaterinburg and neighboring city gravitation regions for application of foreign experience of these transport means combined use.

The suggestions to organize new transport means — 'tram-train' service to use it in the transportation process of city and commuter traffic, to improve the quality of population's transport service in industrial and urban agglomeration, effectiveness increase of urban rail transport operation due to combined use of tram tracks and commuter stations of railway transport.

**Key words:** urban transport system, railway transport, ineffective sections, public transport, passenger transportation, industrial and urban agglomeration, tram-train.

Одно из условий доходности пригородно-городских пассажирских перевозок — полное обеспечение спроса населения. Отсутствие качественного обслуживания в населенном пункте в конкретный момент времени приводит к снижению количества пассажиров из-за их ухода на другие виды транспорта. Поэтому неравномерность пассажиропотока приводит к необходимости создания резервов в системе обслуживания пассажиров, например более плотного графика движения пригородных поездов. При этом требование надежности обслуживания вступает в противоречие с экономической эффективностью данных мероприятий. Это противоречие можно разрешить, если использовать новые технологии в организации пригородно-городских перевозок пассажиров [1].

Во многих странах и регионах мира внедряется новый вид сообщения «трамвай — поезд». Он подразумевает использование универсального подвижного состава на трамвайных линиях внутри города и на железнодорожных линиях общего и необщего пользования при условии, что ширина колеи трамвайных и железнодорожных линий совпадает. Таким образом, становится возможным создание комбинированной транспортной системы, сочетающей в себе преимущества двух видов транспорта — трамвая и железной дороги. Внедрение этой системы в промышленно-городской агломерации позволяет обеспечить беспересадочную связь пригородных районов и центра города.

#### Зарубежный опыт

Первая система такого типа начала действовать в 1992 г. в Карлсруэ (Германия), когда после заключения договоренности между городским транспортным предприятием и немецкими железными дорогами началось движение трамваев по маршруту Карлсруэ — Бреттен. Эта транспортная система получила название CityLink.

В настоящее время общая длина CityLink составляет около 30 км. Она включает 6,4-километровую линию трамвая в пределах города Карлсруэ, новую, специально построенную соединительную линию длиной 2,8 км и эксплуатируемый участок железной дороги длиной 21 км до Бреттена. По последнему участку движение обычных пассажирских и грузовых поездов продолжается, как и ранее. Используемые в городе

Бреттен трамваи могут работать как от трамвайной контактной сети (750 В, постоянный ток), так и от железнодорожной (15 кВ, переменный ток).

Общая численность населения зоны, охватываемой CityLink, составляет более 500 тыс. чел., в том числе 270 тыс. жителей Карлсруэ. Эксперимент оказался успешным. Позднее движение трамваев было открыто и по другим железным дорогам в районе Карлсруэ [2].

Через 5 лет после опыта в Карлсруэ система комбинированного рельсового транспорта была открыта в Саарбрюккене, городе с населением 250 тыс. чел. В сентябре 1997 г. введена в эксплуатацию транспортная система Saarbahn длиной 19 км в южном от Саарбрюккена направлении, из которых 1 км проходит по территории Франции (от границы до Саргемина). Успешная эксплуатация первой в мире международной транспортной связи трамвай — поезд побудила к разработке других подобных связей между городами в Германии, Франции и Бельгии (Мюлуз — Фрейбург, Страсбург — Кель, Лилль — Турне).

Реализация проекта в Саарбрюккене заняла меньше времени, чем в Карлсруэ (5 лет вместо 8), несмотря на дополнительные проблемы, связанные с пересечением границы и постройкой нового участка длиной 5 км. Ее успех способствовал развертыванию работ к северу от Саарбрюккена, где система Saarbahn будет состоять из участка протяженностью 11 км существующей железной дороги и нового участка длиной 14 км.

За первый год эксплуатации системы Saarbahn в 250-местных поездах компании Bombardier перевезено 8 млн пассажиров, т. е. на 20% больше, чем перевозили годом ранее по указанному маршруту поезда, трамваи и автобусы, вместе взятые.

Среднесуточный объем перевозок на 10% превысил прогнозируемый. Доля системы в общем пассажиропотоке достигла 50%, в то время как ранее доля пригородных железнодорожных перевозок не превышала 10% [2].

### Отечественный опыт

В России система «трамвай — поезд» не имеет распространения. В настоящее время в нашей стране применяется только система скоростного трамвая. Но при положительном опыте внедрения скоростного трамвая и всех преимуществах объединения систем движения трамвая и метрополитена есть существенный недостаток — такая система не способна охватить пригородный пассажиропоток.

### Принцип работы системы «трамвай — поезд»

Обе системы рельсового транспорта имеют сходный по конструкции путь и основаны на общем принципе использования сцепления в системе «колесо — рельс». Однако они традиционно полностью отделены друг от друга и эксплуатируются по-разному, так что вопрос об их хотя бы частичном объединении в России никогда не возникал.

В то же время в ряде случаев возникал вопрос другого плана — о возможности пропуска трамвай-поездов по неиспользуемым или малоиспользуемым путям пригородных железнодорожных линий, что позволяло бы жителям пригородов без пересадки попадать в центр города. Подобным же образом пригородные поезда могли бы заходить в центр города по путям трамвайных линий. Такое сочетание двух видов обще-

ственного рельсового транспорта с совместным использованием инфраструктуры железнодорожного транспорта было бы весьма полезным для повышения эффективности работы городского общественного транспорта и создания дополнительных удобств для населения при условии решения соответствующих проблем.

### Технические особенности новой системы

#### Подвижной состав

Так как во всех странах на трамвае и железной дороге используются разные системы энергоснабжения, трамвай системы «трамвай — поезд» оборудованы довольно сложным электрическим оборудованием, позволяющим им работать на участках с разными системами энергоснабжения.

В тех системах, где трамвай-поезд ходит по неэлектрифицированным железным дорогам, имеется бортовой электрогенератор или дизель-генератор [3].

При выборе вагонов системы «трамвай — поезд» придется решать и специфические проблемы. Например, в случае применения ходовой части колес железнодорожного профиля с относительно толстыми ободами они не обеспечивали бы совместимости с желобчатыми рельсами трамвайного пути. И наоборот, если использовать трамвайные колеса с относительно тонкими ободами, не была бы обеспечена безопасность движения на стрелочных переводах железнодорожного пути. Поэтому для достижения совместимости с путевой структурой разных видов транспорта возможно компромиссное решение — применение колес комбинированного профиля, имеющих относительно тонкий гребень с уширенным ободом на уровне взаимодействия с контррельсами [4].

#### Инфраструктура

Так как обе системы (трамвайная и железнодорожная) имеют сходный по конструкции путь, то объединение этих систем с технической точки зрения возможно.

Используя зарубежный опыт (Нидерланды), нужно классифицировать линии железных дорог с точки зрения возможности совместного использования для пропуска обычных поездов и трамвай-поездов.

В подобной классификации железнодорожных линий Нидерландов к категории 1 отнесены магистральные линии, например Утрехт — Роттердам, по которым разрешено обращение только обычных пассажирских и грузовых поездов. К категории 2 — линии в районах таких мегаполисов, как Амстердам и Гаага, с возможностью использования некоторых из них для комбинированных сообщений. К категории 3 — линии в относительно малонаселенных районах, например к югу от Лимбурга, эксплуатация по системе «трамвай — поезд» которых может быть организована в зависимости от местных условий. К категории 4 — линии регионального значения, где можно организовать как пропуск трамвай-поездов по железным дорогам, так и трамвай-поездов по путям городских линий рельсового транспорта [2].

Также к ряду технических проблем, возникающих при организации маршрутов по системе «трамвай — поезд», можно выделить следующие:



проблема с высотой платформ — современные трамвайные системы используют, как правило, низкие платформы, в то время как на железных дорогах используются высокие платформы. Данная проблема решается установкой автоматически выдвигаемых дополнительных подножек, а для въезда/выезда инвалидной коляски устанавливаются специальные рампы [4];

по некоторым аспектам комфорта трамваи уступают поездам — в трамваях нет туалета, меньше места для размещения багажа.

Учитывая все вышеперечисленные технические особенности, для организации системы «трамвай — поезд»:

участок железных дорог общего пользования, который планируется включить в маршрут движения, должен быть достаточно малодейственным, так как сложно организовать взаимодействие магистральных железных дорог, работающих по графику движения, и трамвая, зависящего от ситуации на улицах города;

участок железных дорог общего пользования должен быть эксплуатируемым, иначе его можно перестроить на трамвайные пути. Примеров, когда железную дорогу вывели из эксплуатации и часть трассы (иногда даже почти всю трассу) задействовали для сооружения по ней трамвая, в мировой практике много;

участок железных дорог общего пользования должен быть достаточно протяженным, иначе дешевле вдоль этого участка железной дороги построить отдельные трамвайные пути;

стоимость сооружения соединительных путей должна быть не слишком велика, так как при строительстве больших соединительных участков экономический эффект от внедрения пропадает;

удовлетворяющий вышеизложенным требованиям участок не должен иметь выхода к железнодорожным транспортным узлам, иначе целесообразность сопряжения железной дороги с трамвайной сетью будет под вопросом, дешевле организовать удобные подвозные маршруты.

## Транспортная ситуация в екатеринбургской агломерации

Екатеринбург с численностью населения свыше 1,3 млн чел. (на 1 января 2009 г.) — центр промышленно-городской агломерации. Численность населения всей агломерации составляет свыше 1,5 млн чел. Агломерация состоит из городского ядра и городов-спутников первого (в пределах 25 км от ядра агломерации) и второго пояса (в пределах 50 км) [5].

В пределах 25 км от центра города и в непосредственной близости от его окраин (первый пояс городов-спутников) находятся Верхняя Пышма, Среднеуральск, Березовский, Арамиль. Фактически эти города переплелись с Екатеринбургом культурными и экономическими связями и неофициально считаются районами города. В пределах 50 км от ядра агломерации (второй пояс городов-спутников) находятся еще более крупные промышленные центры — Первоуральск, Ревда, Полевской, Сысерть, Новоуральск.

Создание транспортной сети, связывающей центр агломерации и города-спутники первого и второго поясов, может стать стимулом к возрастающему интересу екатеринбуржцев к загороду. Обеспеченность граждан личным транспор-

том позволяет сегодня тем, кто работает в столице Среднего Урала, жить за ее пределами. То, что нормально во всем мире (работать в шумном миллионнике, а жить на окраинах), постепенно приходит к нам. Можно выделить три причины, заставляющие екатеринбуржцев интересоваться городами-спутниками: хорошая экология; тихое, спокойное от шума место; относительно невысокая по сравнению с мегаполисом стоимость жилья.

Городским общественным транспортом Екатеринбурга перевозится ежедневно примерно 900 тыс. пассажиров. В городе действуют 33 трамвайных, 20 троллейбусных и 46 автобусных маршрутов, а также метро (15 км, 5 станций).

В Екатеринбурге достаточно хорошо развита сеть трамвайной инфраструктуры. Кроме того, в городе и пригородах имеется разветвленная сеть инфраструктуры железнодорожного транспорта общего и необщего пользования, охватывающая практически все населенные пункты. Некоторые пригородные железнодорожные линии являются малоинтенсивными [6]. Таким образом, в Екатеринбурге и его пригородах имеется все необходимое для внедрения в обращение трамвай-поездов.

Возможные схемы движения трамвай-поездов внутри екатеринбургской агломерации приведены на рис. 1 и в табл. 1, 2.

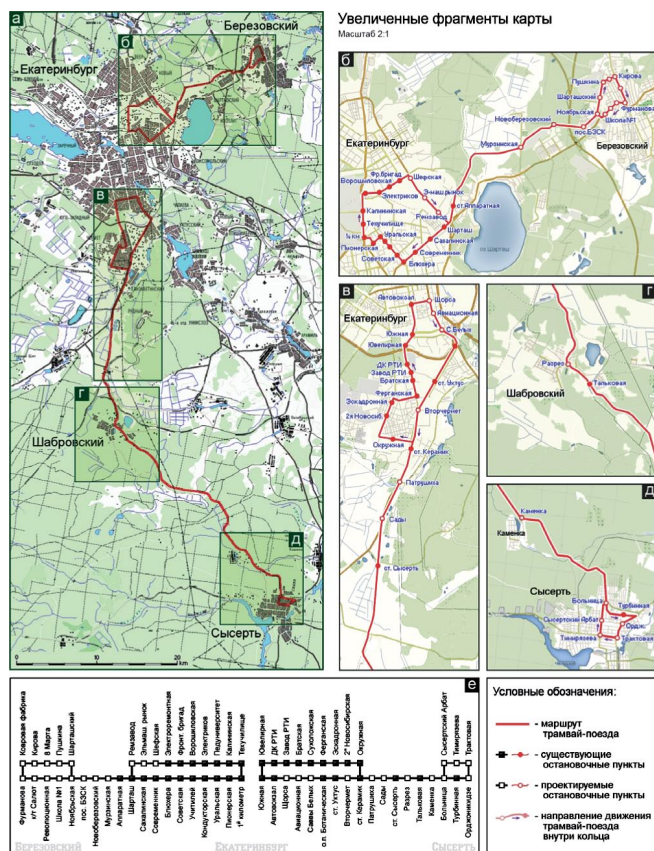


Рисунок 1 — Маршруты движения трамвай-поездов:  
а — общий вид; б — маршрут Екатеринбург — Березовский;  
в, г, д — маршрут Екатеринбург — Сысерть; е — скелетная схема маршрутов

**Таблица 1 — Описание маршрута трамвай-поезда Екатеринбург — Березовский**

Участок маршрута	Длина участка, км	Вид тяги	Примечание
Ост. трамвая «Шарташ» (конечная по ул. Блюхера) — по маршруту трамвая № 16 до ост. «Фронтовых Бригад»	8,5	Электрическая (от контактной сети трамвайной линии)	Существующая трамвайная линия
От ост. «Фронтовых Бригад» до пересечения с ул. Шефская, по ул. Шефская до пересечения с ул. Проезжая	3,1	Электрическая (от контактной сети трамвайной линии)	Новая трамвайная линия
Закольцевать на ост. «Шарташ» — выезд на ст. Аппаратная	0,3	Электрическая (от контактной сети трамвайной линии)	Соединительный съезд между трамвайной и ж.д. магистральной линией
От места стыкования через ст. Аппаратная до Березовского (стыкование с ул. Пушкина)	9	Электрическая (от аккумулятора)	Существующая ж.д. магистральная линия
Кольцо: ул. Пушкина — ул. Ленина — ул. Кирова — ул. Пушкина	4,75	Электрическая (от контактной сети трамвайной линии)	Соединительный съезд между трамвайной и ж.д. магистральной линией и новая трамвайная кольцевая линия
Общая протяженность маршрута	25,65		

**Таблица 2 — Описание маршрута трамвай-поезда Екатеринбург — Сысерть**

Участок маршрута	Длина участка, км	Вид тяги	Примечание
Ост. трамвая «Керамическая» (конечная по ул. Окружная) — по маршруту трамвая № 14 до пересечения с ул. Авиационная	6,6	Электрическая (от контактной сети трамвайной линии)	Существующая трамвайная линия
От пересечения ул. Авиационная и ул. 8 Марта до пересечения с ул. Белинского, по ул. Белинского до пересечения с пер. Водительским	2,3	Электрическая (от контактной сети трамвайной линии)	Новая трамвайная линия
Выезд с пер. Водительского на магистральную ж.д. в районе ст. Ботаническая	0,3	Электрическая (от контактной сети трамвайной линии)	Соединительный съезд между трамвайной и ж.д. магистральной линией
От ст. Ботаническая через ст. Уктус, Керамика, Сысерть, Тальковская, Турбинная до г. Сысерти (стыкование с ул. Челюскинцев)	41,8	Электрическая (от аккумулятора)	Существующая ж.д. магистральная линия
Кольцо: ул. Челюскинцев — ул. Трактовая — ул. Тимирязева — ул. Коммуны	3,8	Электрическая (от контактной сети трамвайной линии)	Соединительный съезд между трамвайной и ж.д. магистральной линией и новая трамвайная кольцевая линия
От пересечения ул. Коммуны и ул. Самстрова до магистральной ж.д. линии	0,12	Электрическая (от контактной сети трамвайной линии)	Соединительный съезд между трамвайной и ж.д. магистральной линией
Общая протяженность маршрута	54,92		

### Целесообразность внедрения системы «трамвай — поезд» в Екатеринбурге

Прямой эффект: доход от перевозок пассажиров и сдачи в аренду рекламных мест.

Косвенный эффект:

снижение нагрузки на автодорожную сеть;  
установление прямых связей между центром агломерации и городами-спутниками;

снижение числа жителей, использующих личный автотранспорт;  
снижение затрат времени пассажиров на поездки;  
возможность реорганизации городской системы общественного транспорта для снижения конкуренции за транспортные коридоры;  
оптимизация использования ресурсов за счет перераспределения парка общественного наземного транспорта;  
улучшение экологической ситуации.

### Литература

1. Плахотич С.А., Чемоданова К.Е. Социально-экономические критерии выбора транспортных средств для обслуживания пассажиров в городском железнодорожном сообщении // Транспорт Урала. 2008. № 2. С. 52—56.
2. Ф. Батисс Комбинированные системы общественного рельсового транспорта // Железные дороги мира. 2000. № 82. С. 28—36.
3. www.dic.academic.ru
4. Райскин Б.М. Трамвай-поезд компании Alstom в Касселе // Железные дороги мира. 2009. № 12. С. 21—28.
5. www.gks.ru
6. Вальт Э.Б., Плахотич С.А. Формирование внутригородской пассажирской сети в крупных промышленных центрах // Железнодорожный транспорт. 1996. № 2. С. 21—22.

### References

1. Plakhotich S.A., Chemodanova K.E. Sotsialno-ekonomicheskie kriterii vybora transportnykh sredstv dlya obsluzhivaniya passazhirov v gorodskom zheleznodorozhnom soobshchenii // Transport Urala. 2008. № 2. S. 52—56.
2. F. Batiss Kombinirovannye sistemy obshchestvennogo relsovogo transporta // Zheleznye dorogi mira. 2000. № 82. S. 28—36.
3. www.dic.academic.ru
4. Rajskin B.M. Tramvaj-poezd kompanii Alstom v Kassele // Zheleznye dorogi mira. 2009. № 12. S. 21—28.
5. www.gks.ru
6. Valt E.B., Plakhotich S.A. Formirovanie vnutrigorodskoj passazhirskoj seti v krupnykh promyshlennykh tsentrakh // Zheleznodorozhnyj transport. 1996. № 2. S. 21—22.

УДК 656

Петр Алексеевич Козлов, лауреат Государственной премии, д-р техн. наук, профессор (Москва),  
Марк Абрамович Чернин, зам. начальника департамента (ОАО «РЖД», Москва)

## ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ НАДЕЖНОСТЬ УСТРОЙСТВ АВТОМАТИКИ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА РАБОТУ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Peter A. Kozlov, laureate of State prize, DSc, professor (Moscow)

Mark A. Chernin, Deputy Head of the department ("Russian Railways" JSC, Moscow)

### Functional reliability of automatic devices and their influence on transport systems operation

#### Аннотация

Функциональная надежность — это надежность выполнения некоторой функции. Работа элемента транспортной системы не имеет законченного функционального значения. Поэтому функциональную надежность следует определять по вероятности выполнения технологической операции, элементарного технологического процесса и целостной функции системы. Формулируется отличие понятий «надежность» и «функциональная надежность». Показано, что функциональная надежность зависит не только от надежности элементов, но и от адаптивности системы. Предложены меры повышения функциональной надежности транспортных систем.

**Ключевые слова:** функциональная надежность, элемент, процесс, адаптация, динамические резервы.

#### Annotation

Functional reliability is reliability of performance of some function. Work of an element of transport system has no finished functional value. Therefore functional reliability should be defined on probability of performance of technological operation, elementary technological process and complete function of system. It is described the difference between the notions of safety and operational safety. It is indicated that operational safety is depended both of an elements safety and a system adaptation. It is offered some measures to raise operational safety of transport systems.

**Key words:** operational safety, element, process, adaptation, dynamic reserves.

Функциональная надежность — это надежность выполнения некоторой функции. Работа элемента транспортной системы не имеет законченного функционального значения. Поэтому функциональную надежность следует определять по вероятности выполнения технологической операции, элементарного технологического процесса и целостной функции системы.

Функциональную надежность можно характеризовать вероятностью выполнения некоторой функции при обеспечении заданных технологических параметров. Сейчас необходимо говорить о функциональной надежности интеллектуальных автоматизированных систем, ибо системы автоматики все чаще имеют в составе компьютерную составляющую и автоматизируют не только рутинные, но и интеллектуальные функции. Так, одна из задач в области инновационного развития систем и средств железнодорожной автоматики формулируется как «создание и внедрение интегрированной многофункциональной системы движением поездов, маневровой работой, работой сортировочных станций на основе спутниковой навигации и передачи команд управления по радиоканалу». Микропроцессорные системы позволяют проводить сопряжение и обмен данными с системой диспетчерского контроля, диспетчерской централизацией, системами слежения за номерами поездов, информационными пассажирскими, системами оповещения работающих на пути и т. п.

Анализ свидетельствует о том, что здесь центр тяжести обеспечения надежности находится в области проблем расчета и обеспечения правильности выполнения функциональных задач, а не в области расчета и обеспечения безотказности и восстанавливаемости технических средств, как это имеет место в других технических системах.

В последнее время все больше внимания уделяется методологии расчета именно функциональной надежности систем автоматики [1—4], хотя, конечно, она опирается на теорию надежности (см., например, [5]). Достаточно популярной становится методика расчета этого параметра и влияния его на работу станции на основе теории массового обслуживания [4 и др.]. В этом случае сама станция рассматривается как обслуживающий прибор, имеющий соответствующий входящий и исходящий потоки заявок. Входящий поток передвижений здесь считается случайным потоком заявок на обслужива-



ние. Кроме того, на станции могут возникать отказы различных устройств, которые проявляются также случайным образом. Таким образом, на входе станции возникают два потока: входящий поток передвижений и поток отказов, а на выходе — исходящий поток передвижений. При всей полезности такого подхода здесь нужно помнить о весьма серьезных допущениях. Это отмечают и сами авторы [4]: «...функциональные потери существенно зависят от топологического развития станции и значимости того или иного элемента, отказ которого произошел», что трудно отобразить в рамках принятого подхода. Отказ одного и того же элемента транспортной системы в одном случае может быть причиной перехода перевозочного процесса в нештатное состояние, а в другом — не может. Все дело в том, участвует ли в конкретный момент времени данный элемент транспортной системы в реализации перевозочного процесса или не участвует.

По-видимому, можно с некоторым допущением считать поток отказов случайным и стационарным. Но поток передвижений определяется:

- структурой технологического процесса (логической последовательностью операций), которая может быть весьма сложной (рис. 1);
- структурой станции и взаимозависимостью маршрутов на схеме путевого развития;
- управлением процессами;
- и наконец, случайными факторами (колебаниями в структуре потока, разбросом времени выполнения операций и др.).

Поэтому считать его полностью случайным никак нельзя. Разве можно описать потоки передвижений (рис. 2) одним законом распределения, когда меняется сам характер использования устройств в разных операциях?

Надежность выполнения основной функции транспортной системы зависит лишь опосредованно от надежности работы элементов. Здесь влияют много факторов. И один из важнейших — уровень адаптации в системе, ибо гибкое управление порождает динамические резервы [6, 7].

В транспортной системе функционально можно выделить следующие уровни (рис. 3): элементарная функция элемента, технологическая операция, процесс, функция системы.

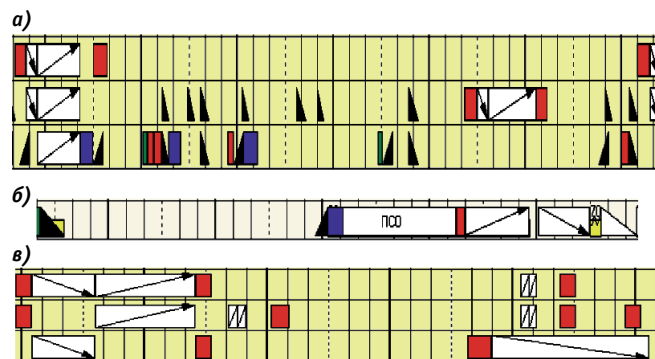


Рисунок 2 — Схема занятости стрелок и путей в технологическом процессе

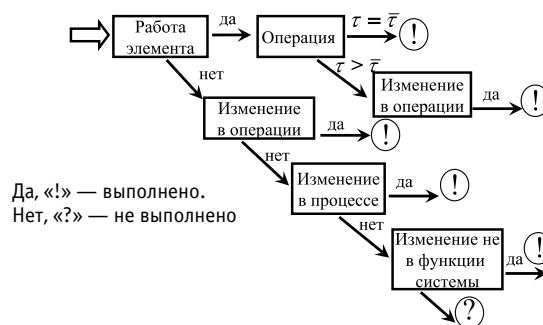


Рисунок 3 — Повышение функциональной надежности за счет адаптации

Итак, выход из строя элемента не означает однозначно невозможности выполнения операции. Она может иметь обходные варианты выполнения. Например, в маршруте с пути 11 (рис. 4) стрелки 377, 371, 321 участвуют в трех вариантах, 369, 325, 341 — в двух, 385, 345, 347 — только в одном. Естественно, выход одной из них из строя окажет разное влияние на работу станции.

Невозможность выполнения операции может оставлять возможность выполнения процесса. Даже невозможность вы-

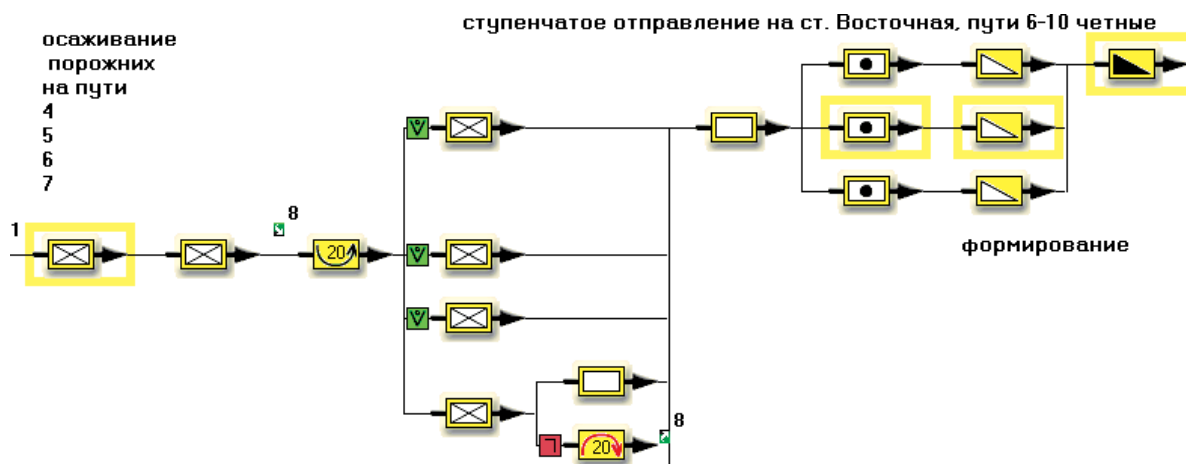


Рисунок 1 — Сложная логическая зависимость операций в технологическом процессе

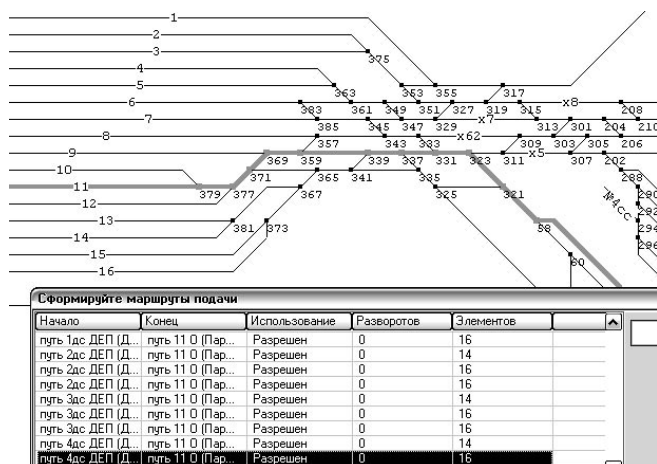


Рисунок 4 — Варианты выполнения маршрута с разной интенсивностью использования стрелок

полнения процесса может затруднить, но не прекратить функцию системы. Таким образом, при правильной организации технологии и развитой адаптации вероятность невыполнения функции снижается с увеличением структурного технологического уровня (рис. 5) и соответственно увеличивается функциональная надежность.

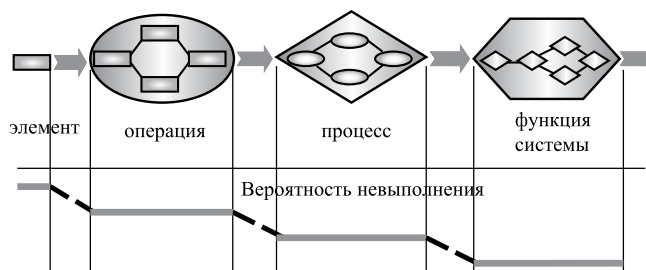


Рисунок 5 — Соотношение вероятности невыполнения функции в элементах и подсистемах транспортной системы

При этом для повышения адаптации транспортной системы разработаны специальные методы — модель активизации структурной технологии «МОДУС» и метод автоматизированного управления технологией «И-МДС» [7].

Наиболее корректным методом оценки влияния выхода из строя устройств автоматики на вероятность выполнения функции транспортной системы следует считать имитационное моделирование [8]. Здесь важно подробно отобразить структуру и технологию, а также случайные процессы и процессы адаптации.

## Литература

1. Розенберг Е.Н., Шубинский И.Б. Методы и модели анализа функциональной безопасности технических систем. М.: ВНИИАС, 2004.
2. Шалыгин Д.В. Теория и методы технической реализации безопасных микроэлектронных систем интервального регулирования движения поездов: дис. ... д-ра наук. — М., 1991.
3. Антонов Ю.В., Белов В.П., Голяков А.Д. и др. Надежность и безопасность информационно-управляющих систем (методы оценивания и контроля). — СПб.: ОАО «НИИ ТМ», 2004. С. 326.
4. Безродный Б.Ф., Горелик А.В., Неваров П.А., Шалыгин А.В. Принципы управления надежностью систем железнодорожной автоматики и телемеханики // Автоматика, связь, информатика. 2008. № 7. С. 13—14.
5. Лисенков В.М. Безопасность технических средств в системах управления движением поездов. М.: Транспорт, 1992.
6. Козлов П.А., Александров А.Э., Козлова В.П. Теоретическая модель транспортной системы // Транспорт Урала. 2008. №3 (18). С. 2—4.
7. Козлов П.А. Информационные технологии на транспорте. Современный этап // Транспорт Российской Федерации. 2007. № 10. С. 38—41.
8. Козлов П.А., Александров А.Э. Автоматизированный программный комплекс расчета, регистрации и отображения работы сортировочной станции // Железнодорожный транспорт. 2003. № 9. С. 65—67.

## References

1. Rozenberg E.N., Shubinskij I.B. Metody i modeli analiza funktsionalnoj bezopasnosti tekhnicheskikh sistem. M.: VNIAS, 2004.
2. Shalyagin D.V. Teoriya i metody tekhnicheskoy realizatsii bezopasnykh mikroelektronnykh sistem intervalnogo regulirovaniya dvizheniya poezdov: dis. ... dra nauk. — M. 1991.
3. Antonov Yu.V., Belov V.P., Golyakov A.D. i dr. Nadezhnost i bezopasnost informatsionnoupravlyayushchikh sistem (metody otsenivaniya i kontrolya). — SPb.: OAO «НИИ ТМ» 2004. S. 326.
4. Bezrodnyy B.F., Gorelik A.V., Nevarov P.A., Shalyagin A.V. Printsipy upravleniya nadezhnostyu sistem zheleznodorozhnoy avtomatiki i telemekhaniki // Avtomatika, svyaz, informatika. 2008. № 7. S. 13—14.
5. Lisenkov V.M. Bezopasnost tekhnicheskikh sredstv v sistemakh upravleniya dvizheniem poezdov. M.: Transport, 1992.
6. Kozlov P.A., Aleksandrov A.E., Kozlova V.P. Teoreticheskaya model transportnoj sistemy // Transport Urala. 2008. №3 18. S. 2—4.
7. Kozlov P.A. Informatsionnye tekhnologii na transporte. Sovremennyy etap // Transport Rossijskoj Federatsii. 2007. № 10. S. 38—41.
8. Kozlov P.A., Aleksandrov A.E. Avtomatizirovannyj programmyj kompleks rascheta registratsii i otobrazheniya raboty sortirovochnoy stantsii // Zheleznodorozhnyy transport. 2003. № 9. S. 65—67.

УДК 656.256.3

Юрий Иосифович Полевой, канд. техн. наук (СамГУПС, Самара)

## МОНИТОРИНГ СОПРОТИВЛЕНИЯ ИЗОЛЯЦИИ

Yury I. Polevoy, PhD (SamIIT, Samara)

### Monitoring of insulation resistance

#### Аннотация

Собран и проанализирован статистический материал по минимальным значениям сопротивлений изоляции ряда дорог, определена максимальная скорость изменения сопротивления изоляции и измерена продольная асимметрия сопротивления изоляции. Приведен иллюстрационный материал о снижении сопротивления изоляции от продолжительного интенсивного дождя, представлены зависимости сопротивления изоляции от места измерения на трехпутном участке, показана зависимость напряжения приемного конца рельсовой цепи на участке с электрохимическим эффектом.

**Ключевые слова:** рельсовая линия, сопротивление изоляции, продольная асимметрия сопротивления изоляции, скорость изменения сопротивления изоляции, адаптивная рельсовая цепь.

#### Annotation

In the article the statistic data on minimum value of track line insulation resistance of several railways has been collected and analyzed. The maximum rate of change of track line insulation resistance has been identified and longitudinal asymmetry of track line insulation resistance has been measured. The illustrations on reducing the track line insulation resistance because of continuous pouring rain are given. Dependence of track line insulation resistance at the place of measurement on the three-way section is presented. Dependence of insulation of track circuit receiving end at the section with electrochemical effect is shown.

**Key words:** track line, insulation resistance, longitudinal asymmetry of track line insulation resistance, rate of change of track line insulation resistance, adaptive track circuit.

С увеличением размеров движения на железных дорогах страны стали совершенствовать вагонный и локомотивный парк, внедрять микропроцессорные устройства железнодорожной автоматики, реконструировать железнодорожное полотно. Существенно изменились и устройства контроля состояния рельсовой линии (КРЛ) [1]. Наряду с путевыми реле начали применять и путевые приемники в тональных рельсовых цепях [2], наметилась тенденция к использованию адаптивных рельсовых цепей (АРЦ) [3—6].

Современные неадаптивные рельсовые цепи (НРЦ) представляют собой датчики, обеспечивающие получение информации о свободности участка пути и исправности рельс; занятости пути подвижной единицей; неисправности рельсовой нити. Основными недостатками НРЦ являются небольшая длина рельсовой линии (РЛ) и высокое минимально допустимое сопротивление изоляции. В АРЦ эти параметры более привлекательны.

Разработка АРЦ началась в начале 70-х гг. прошлого века в Уральском отделении ВНИИЖТ. Основной упор был сделан на автоматическую регулировку напряжения источника питания в соответствии с показаниями датчиков сопротивления изоляции. Впоследствии эта работа была приостановлена, так как не был создан надежный датчик контроля сопротивления изоляции и была установлена экономическая нецелесообразность. Вместо разработки АРЦ было принято простое решение — использовать короткие рельсовые цепи. Забвению АРЦ способствовало и ошибочное предположение о нелинейности сопротивления изоляции [7]. Все это сдерживало разработку новых методов контроля за состоянием рельсовых линий.

В конце 90-х гг. прошлого века ученые МГУПС, ТашИИТа и СамГУПС [8] возобновили, а по сути, начали с нуля работы по созданию АРЦ. За это время были предложены десятки способов и устройств, защищенных патентами, написано множество статей, сделаны и обсуждены доклады на конференциях, проведены испытания на полигонах Московской и Куйбышевской железных дорог.

Положительные результаты при разработке АРЦ достигнуты за счет использования ЭВМ в качестве путевого приемника, которая обрабатывает цифровые сигналы о напряжениях приемных концов рельсовых цепей.

К числу важных факторов, влияющих на достоверность контроля состояния АРЦ, относятся значение учитываемого диапазона сопротивления изоляции, границы которого колеблются в широких пределах, скорость изменения сопротивления изоляции и продольная асимметрия. За продольную асимметрию сопротивления изоляции принимают отношение удельных сопротивлений изоляции смежных РЛ, причем в числитель вводится меньшее значение.

Результаты исследований сопротивления изоляции, проведенные еще в прошлом веке, нуждаются в корректировке и дополнении. Необходимо уточнить реальные значения сопротивлений изоляции, измерить скорость изменения этого сопротивления и продольную асимметрию. Определение сопротивления изоляции должно проводиться на участках с деревянными и железобетонными шпалами, при разных типах балласта и степени засоренности в регионах с разнообразными почвенно-климатическими условиями. Важным фактором при исследовании работы АРЦ является также правильное представление причин дрейфа сопротивления изоляции и закономерностей его изменения.

Скорость изменения сопротивления изоляции зависит от ряда факторов: типа шпал и разновидности балласта, количества, интенсивности и длительности выпадения осадков, величины и продолжительности воздействия температуры, времени суток, влажности воздуха, скорости ветра и др. менее существенных факторов. На рис. 1 изображена кривая зависимости сопротивления изоляции от времени в условиях, способствующих созданию максимальной скорости снижения сопротивления изоляции (проливной дождь, высокая температура). Снижение сопротивления изоляции с 50 до 1 Ом-км происходит за 15 мин, а с 1 до 0,2 Ом-км — за 7 мин.

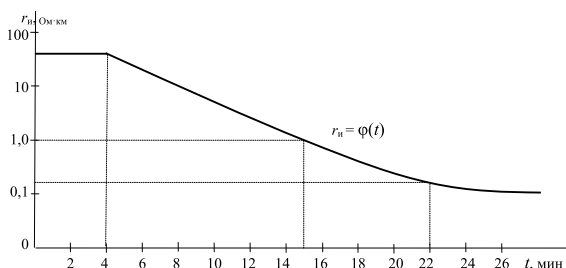


Рисунок 1 — Кривая зависимости сопротивления изоляции от продолжительности интенсивного дождя

Продольная асимметрия сопротивления изоляции определяется такими факторами, как неравномерность выпадения осадков, исходная влажность верхнего строения пути, неравномерность загрязнения балласта, наличие переездов, тоннелей, защитных сооружений от заносов, профиль пути. На переездах под настилами балласт и шпалы высыхают медленнее, чем в открытых местах.

На рис. 2 изображены зависимости удельного сопротивления изоляции трехпутного участка [ $r_{и1} = \varphi_1(x)$ ,  $r_{и2} = \varphi_2(x)$ ,  $r_{и3} = \varphi_3(x)$ ] от места измерения при слабо изменяющемся профиле, длительном дожде средней интенсивности, умеренной температуре. Первый и второй пути имеют деревянные шпалы и гравийный балласт средней засоренности, третий путь — железобетонные шпалы и щебеночный балласт слабой засоренности. Второй путь расположен между первым и третьим путями, сток воды с него затруднен, поэтому удельное сопротивление изоляции ниже сопротивления первого пути. Наибольшая продольная асимметрия сопротивления изоляции — у первого пути. Но и она не превышает значения 0,7.

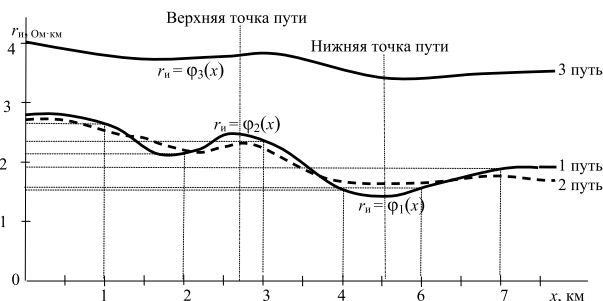


Рисунок 2 — Кривые зависимости сопротивлений изоляции от места измерения

Измерения значений сопротивления изоляции, скорости изменения сопротивления изоляции и продольной асимметрии проводились в разных регионах СНГ. Результаты измерений сведены в табл. 1.

Измерения сопротивлений изоляции у станции Айдин проводились с искусственным поливом участка пути, проложенного по старому руслу реки Амударьи. Близкие подпочвенные воды в сочетании с большей засоленностью песка снижают сопротивление изоляции до значения 0,018 Ом-км, что ниже нормативного в 54 раза. Измерение сопротивления изоляции у станции Кунград также проводилось с искусственным поливом. Снижение сопротивления изоляции до 0,1 Ом-км объясняется тем, что за счет большего хода сезонных температур (от +45°C до -30°C) трескаются шпалы, в них при соляной поземке засыпается соль, при дожде эти шпалы становятся исключительно

Таблица 1 — Результаты измерения значений сопротивлений изоляции

Год	Место измерения	Тип шпал	Разновидность балласта	Загрязненность балласта	Минимальное сопротивление изоляции, Ом-км	Максимальная продольная асимметрия	Максимальная скорость изменения
1963	Ср.-Аз. ж.д., ст. Кызыл-Тукумачи	Деревянные	Гравийный	Средняя	0,9	Не измерялась	Не измерялась
1963	Ср.-Аз. ж.д., ст. Уч-Кудук	Деревянные	Песчаный	Малая	0,7	Не измерялась	Не измерялась
1964–1966	Сев.-Кав. ж.д., ст. Ак-Су	Деревянные	Гравийный	Малая	1,8	Не измерялась	Не измерялась
1973	Ср.-Аз. ж.д. ст. Салар	Деревянные	Гравийный	Сильная	0,9	Не измерялась	Не измерялась
1974	Мск. ж.д., ст. Смоленск	Железобетонные	Щебеночный	Слабая	1,5	Не измерялась	Не измерялась
1974	Приб. ж.д., ст. Резнеке	Деревянные	Гравийный	Сильная	0,9	Не измерялась	Не измерялась
1977	Ср.-Аз. ж.д., ст. Айдин	Деревянные	Песчаный	Сильно просоленный	0,018	Не измерялась	Не измерялась
1977	Ср.-Аз. ж.д., рзд. 126	Деревянные	Песчаный	Покрит графитом	Меньше 0,018	Не измерялась	Не измерялась
1979	Ср.-Аз. ж.д., ст. Кунград	Деревянные	Гравийный	Сильно просоленный	0,1	Не измерялась	Не измерялась
1992	Ср.-Аз. ж.д., ст. Кызыл-Тукумачи	Деревянные	Гравийный	Сильная	0,9	Не измерялась	За 15 мин с 50 до 1 Ом-км
2005	Кбш. ж.д., ст. Безымянка	Деревянные	Гравийный	Сильная	1,0	0,7	Не измерялась
2005	Кбш. ж.д., ст. Безымянка	Железобетонные	Щебеночный	Слабая	4,0	Не измерялась	Не измерялась
2006	Кбш. ж.д., ст. Смышляевка	Деревянные	Гравийный	Сильная	0,9	Не измерялась	Не измерялась
2008	Кбш. ж.д., ст. Кинель	Деревянные	Промерзший	Сильная	5,0	Не измерялась	Не измерялась
2009	Кбш. ж.д., ст. Новокуйбышевск	Железобетонные	Щебеночный	Слабая	2,	Не измерялась	Не измерялась



но хорошими проводниками тока. Измерение сопротивления у станции Салар выявило наличие интенсивного аккумуляторного эффекта, который исключает нормальную работу импульсной рельсовой цепи. Обслуживающий персонал, нарушая должностные инструкции, переключал контакт маятникового трансмиттера с питающего конца на релейный. В случае посторонней подпитки в этой ситуации создаются условия для возникновения ложного контроля свободности. На этом участке была испытана схемная защита от влияния аккумуляторного эффекта [9].

Исследования характера изменения сопротивления изоляции от времени способствовали разработке новой универсальной схемы замещения рельсовой линии [10]. Объяснить эксперимент, при котором переключается полярность питающего напряжения (рис. 3), можно только тем, что ветви проводимостей  $g_1$ ,  $g_2$  и  $g_{12}$  должны быть представлены схемой, изображенной на рис. 4.

До проведения эксперимента к рельсовой линии был подключен источник питания, полярность питающего напряжения которого соответствовало линии  $AB$ . Затем в течение 5 мин к рельсовой линии была подключена обратная полярность напряжения, при этом изменения напряжения не наблюдалось (линии  $CD$ ). На 10-й минуте источник питания был отключен от рельсовой линии, и изменение напряжения стало соответствовать линии  $DEF$ . Характер изменения напряжения рельсовой линии и эквивалентная схема сопротивления изоляции, которая представлена на рис. 4, позволяет допустить только одну схему замещения проводимости изоляции, которая приведена на рис. 5. На рис. 4 изображены проводимости изоляции:  $g_1$  — между первым рельсом и землей,  $g_2$  — между вторым рельсом и землей,  $g_{12}$  — между рельсами. На рис. 5 элементы изоляции  $g_1$ ,  $g_2$ ,  $g_{12}$  заменены параллельно включенными ветвями, каждая из которых состоит из последовательно включенных резисторов с проводимостями  $g_{11}$ ,  $g_{21}$ , ...,  $g_{3N}$  и конденсаторов  $c_{11}$ ,  $c_{21}$ , ...,  $c_{3N}$ .

Величины проводимостей и конденсаторов определяют постоянные времени ветвей, которые отличны друг от друга. Это объясняет зависимость напряжения от времени, которая изображена на рис. 3.

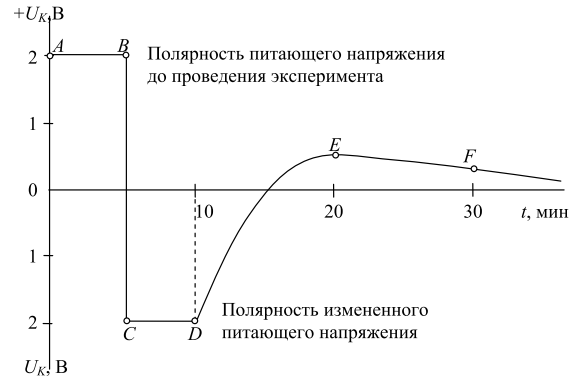


Рисунок 3 — Зависимость напряжения приемного конца от времени

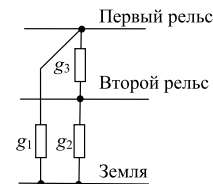


Рисунок 4 — Эквивалентная схема проводимости изоляции с активными элементами

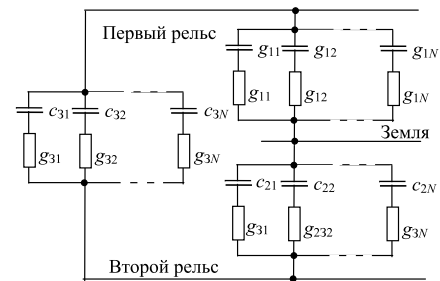


Рисунок 5 — Схема замещения проводимости изоляции с комплексными элементами

## Литература

1. Лисенков В.М. Теория автоматических систем интервального регулирования. М.: Транспорт, 1987. 148 с.
2. Дмитриев В.С., Минин В.А. Системы автоблокировки с рельсовыми цепями тональной частоты. М.: Транспорт, 1992. 184 с.
3. Беляков И.В. Теория и методы реализации адаптивных систем контроля состояний рельсовых линий: дис. ... д-ра техн. наук. М., 1996. 297 с.
4. Полевой Ю.И. Совершенствование устройств контроля состояния железнодорожных путевых участков. Самара: СамГУПС, 2005. 134 с.
5. Полевой Ю.И. Совершенствование методов контроля состояния железнодорожных путевых участков. Самара: СамГУПС, 2009. 134 с.
6. Полевой Ю.И. Исследования адаптивных рельсовых цепей. Самара: СамГУПС, 2010. 142 с.
7. Брылеев А.М., Полевой Ю.И. Методы расчета рельсовых цепей постоянного тока при нелинейном сопротивлении изоляции // Вопросы автоматического регулирования движения поездов: сб. науч. тр. / МИИТ. 1974. Вып. 452. С. 50—55.
8. Полевой Ю.И. Методы контроля состояния путевых участков с адаптацией чувствительности путевого приемника к состоянию балласта // Транспорт Урала. 2009. № 3. С. 50—54.
9. А. с. 482338 СССР, МКП В 61 23 L 23/16. Рельсовая цепь / А.М. Брылеев, Ю.А. Кравцов, Б.М. Степенский, Е.А. Брылеева, Ю.И. Полевой (СССР). — № 1922018/27-11; заявл. 22.05.73; опубл. 30.08.75. Бюл. № 32. 3 с.
10. Полевой Ю.И. Исследование рельсовых цепей постоянного тока на участках с тепловозной тягой: дис. ... канд. техн. наук. М., 1975. 163 с.

## References

1. Lisenkov V.M. Teoriya avtomaticheskikh sistem intervalnogo regulirovaniya. M.: Transport, 1987. 148 s.
2. Dmitriev V.S., Minin V.A. Sistemy avtobloirovki s rel'sovymi tsepyami tonalnoy chastoty. M.: Transport, 1992. 184 s.
3. Belyakov I.V. Teoriya i metody realizatsii adaptivnykh sistem kontrolya sostoyaniy rel'sovykh liniy: dis. ... dra tekhn. nauk. M., 1996. 297 s.
4. Polevoj Yu.I. Sovershenstvovanie ustrojstv kontrolya sostoyaniya zheleznodorozhnykh putevykh uchastkov. Samara: SamGUPS, 2005. 134 s.
5. Polevoj Yu.I. Sovershenstvovanie metodov kontrolya sostoyaniya zheleznodorozhnykh putevykh uchastkov. Samara: SamGUPS, 2009. 134 s.
6. Polevoj Yu.I. Issledovaniya adaptivnykh rel'sovykh tsepej. Samara: SamGUPS, 2010. 142 s.
7. Bryleev A.M., Polevoj Yu.I. Metody rascheta rel'sovykh tsepej postoyannogo toka pri nelinejnom soprotivlenii izolyatsii // Voprosy avtomaticheskogo regulirovaniya dvizheniya poezdov: sb. nauch. tr. / MIIT. 1974. Vyp. 452. S. 50—55.
8. Polevoj Yu.I. Metody kontrolya sostoyaniya putevykh uchastkov s adaptatsiej chuvstvitel'nosti putevogo priemnika k sostoyaniyu ballasta // Transport Urala. 2009. № 3. S. 50—54.
9. A. s. 482338 SSSR, MKP B 61 23 L 23/16. Rel'sovaya tsep / A.M. Bryleev, Yu.A., Kravtsov, B.M. Stepenskij, E.A. Bryleeva, Yu.I. Polevoj (SSSR). — № 1922018/2711; zayavl. 22.05.73, opubl. 30.08.75. Byul. № 32. 3 s.
10. Polevoj Yu.I. Issledovanie rel'sovykh tsepej postoyannogo toka na uchastkakh s teplovoznoj tyagoy: dis. ... kand. tekhn. nauk. M., 1975. 163 s.

УДК 629.46:629.4.015

Алексей Николаевич Давыдов, аспирант (УрГУПС, Екатеринбург)

## ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ БОКОВЫХ ОПОР КУЗОВА НА ХОДОВЫЕ КАЧЕСТВА ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Aleksey N. Davydov, PhD student (USURT, Ekaterinburg)

## Influence of parameters of car body side bearers on running qualities of freight cars

### Аннотация

В статье показано применение разработанной методики оценки влияния параметров боковых опор кузова на динамические показатели, применяемые для определения ходовых качеств. Методика строится на имитационном моделировании движения рельсовых экипажей и позволяет осуществлять выбор диапазонов рациональных значений параметров боковых опор кузова при различных режимах движения и загрузки грузовых вагонов.

Моделирование производится на основании параметрического описания, полученного в результате классификации и анализа существующих вариантов конструкций боковых опор кузова грузовых вагонов. Представлены результаты применения разработанной методики при оценке влияния параметрических характеристик боковых опор кузова на динамические показатели грузовых вагонов в прямых и криволинейных участках пути, а также на величину критической скорости извилистого движения грузового вагона.

**Ключевые слова:** грузовой вагон, боковая опора, имитационная модель, ходовые качества.

### Annotation

The article shows the application of the developed methodology for assessing the influence of parameters of the side bearings of the body on the dynamic indicators used to assess the ride quality. The developed technique is based on the methods of simulation of motion of rail vehicles and allows selection of ranges of rational values of lateral supports of the body in different modes of motion and loading of freight cars.

Modeling is based on parametric descriptions, derived from the classification and analysis of existing design options of the side bearings of the body. The results of the developed technique for assessing the impact of the parametric characteristics of freight cars of the body on the dynamic performance of freight cars in straight and curved sections of road, as well as on the critical speed of the winding movement of freight cars.

**Key words:** freight car, side bearing, simulation model, driving performance.

В практике отечественного и мирового грузового вагоностроения сформировались две основные схемы передачи вертикальной нагрузки от кузова на ходовые части. Первый вариант заключается в передаче нагрузки через узел пятник — подпятник. В этом случае для ограничения перевалки кузова относительно наддрессорной балки в конструкцию вагона вводятся боковые скользуны, размещенные на кузове вагона, и ответные им скользуны, размещенные на наддрессорной балке тележки. Контакт между скользунами кузова и наддрессорной балки возможен только при потере устойчивости кузова относительно наддрессорной балки и его перевалке. Второй вариант передачи нагрузки представляет собой комбинацию узла пятник — подпятник с упругими боковыми опорами постоянного контакта. Данная схема опирания получила название трехточечной. В этом случае боковые опоры являются не только узлами, ограничивающими перевалку кузова, но и узлами, передающими часть вертикальной нагрузки от веса кузова на ходовые части даже при нахождении кузова в состоянии устойчивого равновесия относительно наддрессорной балки. При этом происходят изменения нагрузок, действующих на наддрессорную балку тележки, а также изменения связанности наддрессорных балок тележек с кузовом вагона, что в конечном счете приводит к изменению параметров движения вагона и параметров взаимодействия подвижного состава и пути. В связи с этим выбор рациональных параметров опор данного типа представляется важной задачей.

К настоящему времени предпринят целый ряд попыток выбора рациональных значений параметров боковых опор различного конструктивного исполнения. Однако результаты испытаний тележек с боковыми опорами постоянного контакта показали, что возможно дальнейшее улучшение параметров опор [1]. При этом остаются не до конца решенными вопросы, связанные с выбором рационального распределения вертикальной нагрузки между узлами пятник — подпятник и боковыми опорами постоянного контакта и степенью влияния параметров опор на ходовые качества грузовых вагонов. Основываясь на различии в величинах вертикальной нагрузки, передаваемой от кузова на ходовые части в порожнем и груженом режимах, а также на учете изменения характера движения вагона при прохождении им прямых и криволинейных участков пути, представляется возможным сделать предположение о наличии для каждого из этих режимов движения своего рационального диапазона значений параметров бо-

ковых опор. Следовательно, возникает задача определения границ значений параметров боковой опоры для каждого из обозначенных режимов движения.

Современное развитие вычислительной техники и методов имитационного моделирования позволяет решить подобные задачи до проведения натурных экспериментов, а следовательно, снизить экономические затраты и сократить временные сроки решения. Для проведения численных экспериментов выбран программный комплекс численного интегрирования уравнений движения «Универсальный механизм». Использование данного программного комплекса является актуальным в связи с тем, что существует достаточно большое количество научно-исследовательских работ, посвященных моделированию движения рельсовых экипажей с его применением, в которых решен целый ряд научных проблем, связанных с адекватностью математического описания исследуемого рельсового экипажа [2].

На этапе предпроцессорной подготовки произведено разбиение вагона на отдельные тела и задание их инерционных параметров, описание кинематических и силовых связей, а также контактных взаимодействий между телами с применением параметризации при помощи задания соответствующих величин через идентификаторы, что позволяет делать многовариантные расчеты. Для исследования различных вариантов конструктивного исполнения боковых опор кузова на основании классификации запатентованных вариантов конструкции и последующего их анализа выделен набор параметрических характеристик, позволяющих описывать различные техническое исполнение опор данного типа. На примере боковой опоры «колончатого» типа, получившей наибольшее распространение в практике отечественного и мирового вагоностроения (рис. 1), такими характеристиками являются:

$H_0$  — высота боковой опоры относительно привалочной поверхности на наддрессорной балке в свободном состоянии;

$H_1$  — высота боковой опоры относительно привалочной поверхности на наддрессорной балке под тарой вагона;

$\lambda$  — величина рабочего хода упругого элемента боковой опоры;

$\Delta$  — величина допускаемых конструкцией перемещений колпака опоры относительно корпуса;

$\mu_1, \mu_2$  — трибологические параметры;

упруго-диссипационные параметры упругого элемента опоры.

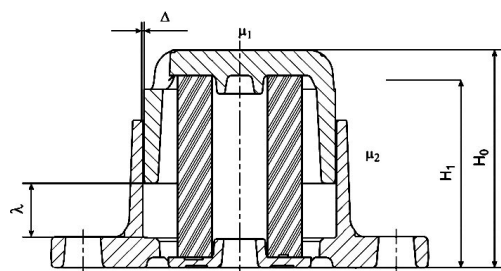


Рисунок 1 — Параметрические характеристики боковой опоры на примере опоры «колончатого» типа

Применение параметрического описания позволяет моделировать различные варианты конструктивного исполнения опор кузова при помощи задания величин параметрических характеристик без необходимости изменения структуры модели.

Для моделирования движения вагона в составе поезда при разработке модели учтены усилия, возникающие в упругих устройствах смежных вагонов. При этом поезд рассматривается

как цепочка шарнирно связанных жестких тел, относительными перемещениями которых можно пренебречь, что позволяет моделировать установившиеся режимы движения поезда.

Разработанная с применением программного комплекса «Универсальный механизм» модель грузового вагона, оборудованного боковыми опорами постоянного контакта, позволяет оценить линейные и угловые перемещения, скорости и ускорения любых точек, принадлежащих входящим в систему телам. Кроме того, имеется возможность определить возникающие контактные силы между телами, входящими в систему, а также контактные силы, возникающие между колесами и рельсами в процессе движения рельсового экипажа, с учетом горизонтальных и вертикальных неровностей рельсовых нитей.

Верификация по статическим и динамическим показателям показала высокую степень достоверности разработанной модели. В частности, сравнение величин нагрузок, передаваемых на подпятник и боковые опоры, а также величины осевой нагрузки, передаваемой от колесных пар на путь, полученных по результатам моделирования и аналитических расчетов, имеют различия, не превышающие 2%.

На первом этапе исследования произведена оценка влияния распределения нагрузки между узлом пятник — подпятник и боковыми опорами на динамические параметры движения. При этом доля нагрузки, приходящаяся на боковые опоры, изменялась посредством задания различной жесткости упругого элемента при неизменной величине начальной деформации. Моделировалось движение вагона в диапазоне скоростей от 10 до 25 м/с и от 10 до 20 м/с для прямых и криволинейных участков пути соответственно. При этом вертикальная жесткость упругого элемента боковой опоры изменялась в диапазоне от  $1 \cdot 10^5$  до  $1 \cdot 10^6$  Н/м для порожнего и от  $5 \cdot 10^5$  до  $5 \cdot 10^6$  Н/м для груженого режимов. В процессе моделирования исследовалось:

1) движение по прямому горизонтальному участку пути:

а) в порожнем режиме;

б) в груженом режиме;

2) движение по криволинейному участку пути:

а) в порожнем режиме;

б) в груженом режиме.

Геометрические параметры элементов конструкции вагона принимались равными проектным размерам. В качестве внешнего возмущающего воздействия рассматривались случайные горизонтальные и вертикальные неровности рельсовых нитей, полученные на основании спектральных плотностей мощности [3]. Посредством многовариантных расчетов определялись значения исследуемых динамических параметров (горизонтальные и вертикальные ускорения кузова в зоне пятника, коэффициент вертикальной динамики по нагрузке на рессорный комплект, углы поворота наддрессорной балки относительно кузова вагона в плане, углы перевалки и поворота кузова в плане, угол набегания колеса на рельс, реакция в точке контакта гребень — боковая поверхность рельса, коэффициент запаса устойчивости колеса от вкатывания на головку рельса, относительный сдвиг боковых рам) и строились графики зависимости указанных параметров от изменения скорости. Анализ полученных зависимостей позволил сделать выводы о степени влияния вертикальной жесткости на ходовые характеристики грузового вагона. В частности, установлено, что при увеличении вертикальной жесткости от  $5 \cdot 10^5$  до  $5 \cdot 10^6$  Н/м в груженом режиме наблюдается уменьшение углов поворота наддрессорных балок тележек относительно кузова вагона в плане на 50% для прямых и на 29% для криволинейных

участков пути. При этом для прямых участков с увеличением вертикальной жесткости также наблюдается уменьшение углов поворота кузова вагона в плане на 29% и снижение уровня горизонтальных ускорений кузова в зоне пятника (рис. 2), что свидетельствует об уменьшении извилистости движения вагона.

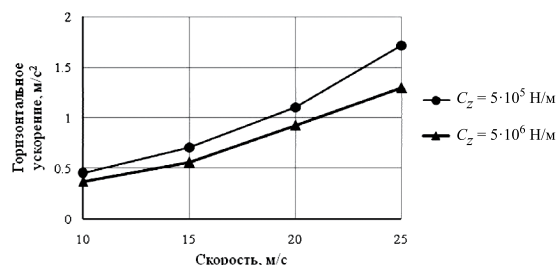


Рисунок 2 — Изменение максимальных значений горизонтальных ускорений кузова в зоне пятника (прямой участок пути, груженный)

Одновременно с этим для криволинейных участков пути с уменьшением углов поворота надрессорной балки относительно кузова вагона в плане наблюдается увеличение относительного сдвига боковых рам (рис. 3) и реакций в точке контакта гребень — боковая поверхность рельса (рис. 4).

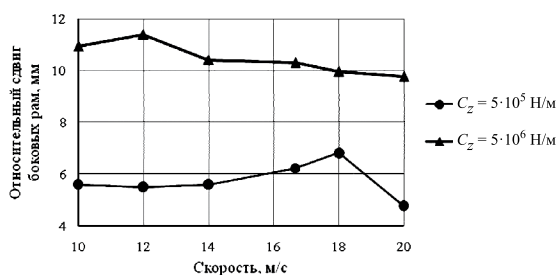


Рисунок 3 — Изменение максимальных относительных сдвигов боковых рам (радиус 600 м, возвышение 75 мм, груженный)

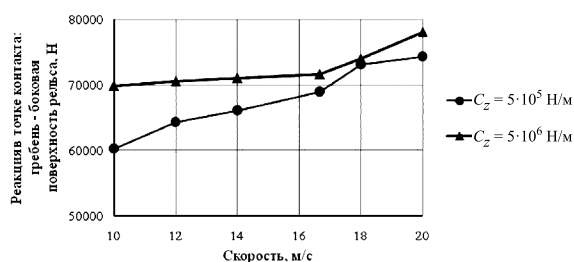


Рисунок 4 — Изменение максимальных реакций в точке контакта гребень — боковая поверхность рельса (радиус 600 м, возвышение 75 мм, груженный)

Анализ всей совокупности исследуемых признаков позволил определить рациональные величины вертикальной жесткости упругого элемента боковой опоры для различных режимов загрузки при движении по прямым и криволинейным участкам пути.

На последующих этапах работы с применением разработанной методики определены рациональные значения величин допускаемых конструкцией опоры перемещений колпака относительно корпуса, горизонтальной жесткости и коэффициента вертикальной диссипации упругого элемента боковой опоры.

При исследовании влияния характеристик боковых опор кузова на ходовые качества грузовых вагонов одним из важных вопросов является оценка их воздействия на величину критической скорости по извилистому движению. При этом под критической скоростью понимается минимальная скорость движения по прямому ровному участку пути, при которой возникают автоколебания рельсового экипажа. Для аналитического определения величины критической скорости необходимо проведение исследования системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих колебательную систему «рельсовый экипаж — путь», на наличие предельных циклов и их устойчивость [4]. Для решения этой задачи разработан целый ряд аналитических методов: критерий Бендиксона, метод точечного преобразования Андронова, метод гармонического баланса. Однако применение данных методов в случае системы с большим количеством степеней свободы и нелинейностей весьма затруднительно. В связи с этим для определения величины критической скорости использована методика, основанная на анализе результатов моделирования с применением разработанной модели вагона. Исследовался порожний режим — как наиболее неустойчивый.

В результате серии численных экспериментов определены величины критических скоростей движения вагона по извилистости движения при изменении величины вертикальной жесткости упругого элемента боковых опор в диапазоне от  $1 \cdot 10^5$  до  $1 \cdot 10^6$  Н/м. Для сравнительных оценок применялась модель вагона с жесткими боковыми опорами при величине зазора 5 мм. Результаты моделирования показывают, что увеличение вертикальной жесткости упругого элемента боковой опоры вызывает увеличение критической скорости по извилистому движению. При этом с доверительной вероятностью 95% можно утверждать, что величина критической скорости вагона с жесткими боковыми опорами лежит в диапазоне 18—23 м/с (65—82 км/ч), а для вагона с упругими боковыми опорами при жесткости упругого элемента  $1 \cdot 10^6$  Н/м увеличивается до 26—32 м/с (94—114 км/ч).

## Литература

1. Ромен Ю.С., Заверталюк А.В., Коваленко А.В. Динамические качества грузовых вагонов на тележках с осевыми нагрузками до 25 тс // Вестник ВНИИЖТ. 2006, № 3. С. 21—26.
2. Погорелов Д.Ю. Универсальный механизм. Руководство пользователя [Электронный ресурс]. URL: [http://www.umlub.ru/download\\_rus.htm](http://www.umlub.ru/download_rus.htm)
3. РД 32.68-96. Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. М.: ВНИИЖТ, 1996. 17 с.
4. Де Патер А.Д. Боковые колебания рельсовых экипажей. Динамика высокоскоростного транспорта / Пер. с англ. М.: Транспорт, 1988. 215 с.

## References

1. Romen Yu.S., Zavertalyuk A.V., Kovalenko A.V. Dinamicheskie kachestva gruzovykh vagonov na telezhkakh s osevyimi nagruzkami do 25 ts // Vestnik VNIIZHT. 2006 № 3. S. 21—26.
2. Pogorelov D.Yu. Universalnyj mekhanizm. Rukovodstvo polzovatelya [elektronnyj resurs]. URL: [http://www.umlub.ru/download\\_rus.htm](http://www.umlub.ru/download_rus.htm)
3. RD 32.6896. Raschetnye nerovnosti zheleznodorozhnogo puti dlya ispolzovaniya pri issledovaniyakh i proektirovani passazhirskikh i gruzovykh vagonov. M.: VNIIZHT, 1996. 17 s.
4. De Pater A.D. Bokovye kolebaniya relsovykh ekipazhej. Dinamika vysokoskorostnogo transporta / Per. s angl. M.: Transport, 1988. 215 s.



УДК 656.212.6.073.21

Оксана Викторовна Молчанова, аспирант (УрГУПС, Екатеринбург)

## СДВИГ ЛЕГКОВЕСНОГО ГРУЗА ПРИ «СРЫВЕ» С МЕСТА ПОД ДЕЙСТВИЕМ УДАРНОЙ СИЛЫ

O.V. Molchanova, PhD student (USURT, Ekaterinburg)

### Shift of light-weight load when pulling away under the influence of impact force

#### Аннотация

Приложение мгновенного импульса в задачах грузовых перевозок сводится не только к определению мгновенных изменений скоростей, но и к исследованию дальнейших последствий такого удара. Особенно это относится к упругим системам «легковесный груз — гибкие упругие элементы креплений» и обычно вызвано опасностью возникновения перенапряжений в послепударном процессе движения. В статье изложены результаты исследований сдвига легковесных грузов в вагоне вследствие действия ударных сил, основанные на важнейших положениях теории механического удара. Получены величины наибольших сдвигов от воздействия на груз мгновенного импульса и силы конечной продолжительности.

**Ключевые слова:** легковесный груз, гибкие упругие элементы крепления, мгновенный импульс, сила конечной продолжительности, сдвиг груза.

#### Annotation

Prompt pulse application in the problem of cargo transportation adds up both to the detecting instantaneous speed changes and to the research of further effects of such impact. It particularly refers to the elastic systems 'light-weight load – lithe elastic mount elements' and is usually caused by the danger of overvoltage in the after-impact motion process. The author expounds the research results of light-weight load shift in the car under the influence of impact forces, based on the important propositions of the mechanical shock theory. The values of the largest shifts under the influence of prompt pulse and force of finite duration on the load have been got.

**Key words:** light-weight load, lithe elastic mount elements, prompt pulse, force of finite duration, load shift.

В эпоху реформирования железнодорожного транспорта проблема снижения повреждаемости кузовов грузовых вагонов и обеспечения сохранности грузов имеет большое народнохозяйственное значение. Решение этой проблемы будет способствовать выполнению плана перевозки, предотвращению потерь грузов, повышению безопасности движения поездов и сокращению расходов на ремонт вагонов.

Явление удара очень часто встречается на железнодорожном транспорте. Особенно от действия удара страдают легковесные грузы, поскольку они больше подвержены смещению при действии ударной силы. Сдвиг грузов возникает из-за импульсного характера внешних возмущений, который возможен при резких толчках подвижного состава совместно с грузом (при торможении вагона с грузом при роспуске с горки, при соударении вагона со стоящими вагонами на путях сортировочной станции, при служебном и экстренном торможении подвижного состава, движущегося на спуск, по другим причинам) [1]. Моделирование натяжений в гибких элементах креплений негабаритного груза при движении поезда по кривому участку пути изучено в работе [2]. Технология крепления при несимметричном размещении общего центра масс грузов в вагонах изложена также в работах [3, 4]. Однако в этих трудах не определены максимальные значения сдвига груза на открытом подвижном составе, вследствие чего может возникнуть ситуация, угрожающая безопасности движения и сохранности перевозимого груза из-за разрыва коротких растяжек.

Рассмотрим два следующих случая [5, 6].

1. Свободные колебания системы «тело — упругий элемент» с одной степенью свободы без сопротивления среды около начала координат 0 (рис. 1а), вызванные воздействием мгновенного импульса  $S^-$  бесконечно малой продолжительности  $\tau$  (рис. 1б).

Вывод уравнения колебаний тела на основе принципа Д'Аламбера. Согласно принципу освобожденности от связей, расчетную модель движения тела (материальной точки)  $M$  с массой  $m$  представим так, как показано на рис. 2.

Учитываем, что, согласно второму закону Ньютона (или теореме об изменении количества движения), сообщен-

ный телу импульс  $\bar{S} = \int_0^{\tau} \bar{F} dt$  должен быть равен изменению

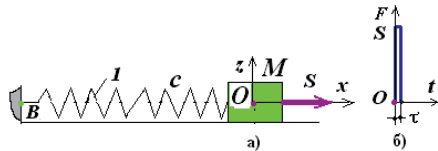


Рисунок 1 — Колебательная система (а) и характер изменения мгновенного импульса  $\bar{S}$  (б)

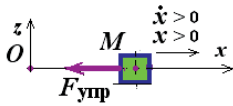


Рисунок 2 — Расчетная модель движения точки

количества движения, т. е. произведению массы на скорость,

$$m(\bar{v} - \bar{v}_0) = \int_0^{\tau} \bar{F} dt, \text{ или } m(\bar{v} - \bar{v}_0) = \bar{S}.$$

Отсюда, учитывая, что конечная скорость  $\bar{v} = 0$ , под воздействием мгновенного импульса  $\bar{S}$  при  $t = 0$  тело получит начальную скорость

$$\bar{v}_0 = \frac{\bar{S}}{m}, \quad (1)$$

но не получит начального отклонения, т. е.  $x_0 = 0$ .

Мгновенный импульс (см. рис. 1б) в виде функции  $F(t)$  также можно представить как

$$F(t) = S(t) \sigma_0(t), \quad (2)$$

где  $\sigma_0(t)$  — единичная функция Хевисайда (единичный скачок) [4].

В связи с этим тело  $M$  (см. рис. 1а) начнет свое движение под действием восстанавливающей силы  $\bar{F}_{\text{упр}}$  как реакции связи (пружины 1) и приобретенной начальной скорости  $\dot{x}_0 = v_0$ .

Опуская промежуточные выкладки, при  $t > 0$  получим дифференциальное уравнение движения тела в направлении оси  $x$

$$\ddot{x} + k^2 x = 0, \quad (3)$$

где  $k^2$  — квадрат круговой частоты, рад/с,

$$k^2 = \frac{c}{m}; \quad (4)$$

$c$  — жесткость упругого элемента, Н/м;

$m$  — масса тела, кг.

**Постановка начальных условий задачи.** Из (1) ясно, что под воздействием мгновенного импульса  $\bar{S}$  при  $t = 0$  тело получит начальную скорость, но не получит начального отклонения, т. е. начальные положение точки задают условием

$$x(t)|_{t=0} = x_0 = 0, \quad (5)$$

а начальную скорость

$$\dot{x}(t)|_{t=0} = \dot{x}_0 = v_0. \quad (6)$$

**Формулировка математической задачи.** Требуется решить однородное линейное дифференциальное уравнение второго

порядка с постоянными коэффициентами при начальной скорости тела (6), приобретенной в результате воздействия мгновенного импульса  $\bar{S}$  (1). Иначе, после приложения к покоящейся системе мгновенного импульса  $\bar{S}$  найти последующее движение.

**Решение математической задачи.** Общее решение уравнения (2) и его первую производную по времени примем в стандартном виде:

$$x = A \cos kt + B \sin kt, \quad (7)$$

$$\dot{x} = -Ak \sin kt + Bk \cos kt, \quad (8)$$

где  $A$  и  $B$  — постоянные интегрирования, определяемые из начальных условий (5) и (6).

Подставляя начальные условия в (6) и (7), найдем

$$A=0, \quad B = \frac{\dot{x}_0}{k} = \frac{S}{km}. \quad (9)$$

С учетом (9) выражение (7) примет вид

$$x(t) = \frac{S}{km} \sin(kt), \quad (10)$$

и наибольшее отклонение системы при  $t = \frac{\pi}{2k}$  равно

$$x_{\max} = \frac{S}{km}. \quad (11)$$

**Анализ полученных результатов решений.** Уравнение (10)

показывает, что в моменты времени  $t = \frac{\pi n}{2k}$  ( $n = 2, 4$  и т. д.)

тело возвращается в свое первоначальное состояние. Это означает, что колебания тела под воздействием мгновенного импульса  $\bar{S}$  незатухающие и периодически повторяющиеся с

периодом  $T = \frac{2\pi}{k}$ . Так происходит потому, что колебания сис-

темы происходят в среде без сопротивления. Под воздействием мгновенного импульса  $\bar{S}$  тело совершает свободное гармоническое и незатухающее колебание. Иначе говоря, причиной свободного гармонического колебания тела является приобретенная им в результате воздействия на систему мгновенного импульса  $\bar{S}$  начальная скорость  $\bar{v}_0$ .

Следует [5], отметить, что уравнением (10) допустимо использовать, если реальная длительность действия мгновенного импульса (или силы удара) достаточно мала (т. е.  $\tau \rightarrow \infty$ ).

2. На колебательную систему «тело — упругий элемент» действует прямоугольный импульс  $\bar{S}$ , образованный конечной по величине силой  $\bar{F}$ , действовавшей с длительностью действия  $\tau$  (рис. 3), меньшей, чем полпериода свободных колебаний системы [2, 5]. При этом если  $0 \leq t \leq \tau$ , то  $F(t) = F = \text{const}$ , а если  $t > \tau$ , то  $F(t) = 0$ .

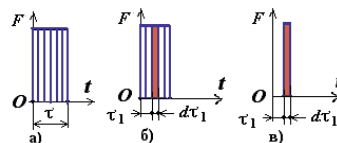


Рисунок 3 — Характер импульса конечной продолжительности

На рис. 3а показан характер изменения импульса  $F$  конечной продолжительности  $\tau$ , на рис. 3б импульс конечной

продолжительности  $F$  представлен как интеграл от импульсов  $dS$  бесконечно малой продолжительности  $d\tau_1$ , а на рис. 3в импульс  $dS$  — это мгновенный импульс  $S$  с запаздыванием на время  $\tau_1$  (см. рис. 16).

Вывод уравнения колебаний материальной точки на основе принципа Д'Аламбера. Очевидно, что дифференциальное уравнение движения тела в направлении оси  $x$  имеет вид (2).

*Постановка начальных условий задачи.* Примем начальные условия задачи также в виде (5) и (6).

*Формулировка математической задачи.* Требуется решить уравнение (2) при начальной скорости тела (6), сравнить полученный результат с (10) и, определив  $x_{\max}$ , произвести оценку погрешности, допускаемой при замене импульса конечной продолжительности, образованной силой  $F$ , мгновенным импульсом  $\bar{S}$ . Иначе говоря, установить влияние «формы» импульса или подробности изменения силы во времени на  $x_{\max}$ .

*Решение математической задачи.* Для отыскания решения задачи площадь, ограниченную графиком  $F = F(t)$ , согласно методу Симпсона [7, 8], делят на четное количество участков  $n$  (например,  $n = 2, 4, \dots$ ), соответствующих элементарной продолжительности  $d\tau_1$  действия силы  $F$  (см. рис. 3б). Импульс конечной продолжительности  $\tau$  как интеграл от мгновенного импульса  $\bar{S}$  бесконечно малой продолжительности  $d\tau_1$  будет представлен в виде

$$S = F(\tau_1)d\tau_1. \quad (12)$$

От одного такого импульса перемещение в произвольное мгновение  $t > \tau$ , согласно уравнению (10), составит

$$dx = \frac{F(\tau_1)}{km} \sin(k(t - \tau_1))d\tau_1. \quad (13)$$

Перемещение, вызванное всей последовательностью импульсов, расположенных в интервале  $(0, t)$ , найдем интегрированием (13):

$$x = \int_0^t dx = \frac{1}{km} \int_0^t F(\tau_1) \sin(k(t - \tau_1))d\tau_1,$$

или, учитывая, что  $F(\tau_0) = F = \text{const}$  и  $0 \leq \tau_1 \leq \tau$  (см. рис. 3б, в),

$$x = \frac{F}{km} \int_0^t \sin(k(t - \tau_1))d\tau_1. \quad (14)$$

Интегрирование ведется по переменной  $\tau$ , поэтому при вычислении интеграла, входящего в (13), величину  $t$  считают постоянной.

Пользуясь формулой функции разности углов синуса, перепишем (13) в виде

$$x = \frac{F}{km} \int_0^t (\sin(kt) \cos(k\tau_1) - \cos(kt) \sin(k\tau_1))dt.$$

Вспомнив табличные интегралы от косинуса и синуса и учитывая функции суммы углов косинуса, запишем

$$x = \frac{F}{k^2 m} \cos(kt - k\tau_1) \Big|_0^{\tau} = \frac{F}{k^2 m} (\cos(k(t - \tau)) - \cos(kt)).$$

С учетом формулы функции половинного угла косинуса получим

$$x = \frac{2F}{k^2 m} \left( -\sin\left(kt - \frac{k\tau}{2}\right) \sin\left(\frac{-k\tau}{2}\right) \right).$$

Окончательно уравнение движения тела представим в виде

$$x(t) = \frac{2F}{k^2 m} \sin\left(\frac{k\tau}{2}\right) \sin\left(kt - \frac{k\tau}{2}\right). \quad (15)$$

Наибольшее отклонение системы при  $t = \frac{\pi}{2k} + \frac{\tau}{2}$  равно

$$x_{\max} = \frac{2F}{k^2 m} \sin\left(\frac{k\tau}{2}\right) = \frac{2F}{c} \sin\left(\frac{k\tau}{2}\right). \quad (16)$$

Следуя [6], введем в рассмотрение  $\eta$  — отношение длительности действия силы  $F$  к периоду свободных колебаний системы

$$\eta = \frac{\tau}{T} = \frac{k\tau}{2\pi},$$

откуда

$$\frac{k\tau}{2} = \eta\pi, \quad \tau = \frac{2\eta\pi}{k}. \quad (17)$$

Выполним преобразование первого сомножителя (12), умножая числитель и знаменатель на  $\tau$ , заменяя в числителе  $F\tau$  на  $S$ , а в знаменателе подставляя значение  $\tau$  из (17), а затем умножая числитель и знаменатель на  $k$ , а в конце с учетом (4),

$$\frac{2F}{c} = \frac{2F\tau}{c\tau} = \frac{2S}{c} \frac{2\eta\pi}{k} = \frac{Sk}{c\eta\pi} = \frac{Sk^2}{ck} \frac{1}{\eta\pi} = \frac{S}{mk} \frac{1}{\eta\pi}.$$

Подставляя последнее равенство в (16), с учетом (17) в аргументе синуса второго сомножителя (15) окончательно получим

$$x_{\max} = \frac{S}{mk} \frac{\sin(\eta\pi)}{\eta\pi}. \quad (18)$$

С учетом последней формулы и (17), перепишем (15) в виде

$$x(t) = x_{\max} \sin(kt - \eta\pi). \quad (19)$$

Формула (17) отличается от ранее найденного (11) при действии на систему мгновенного импульса  $\bar{S}$  влиянием продолжительности импульса, определяемым множителем  $\sin(\eta\pi)/\eta\pi$ .

Считая допустимой ошибку, например, с погрешностью до 5% и приняв, таким образом,  $\sin(\eta\pi)/\eta\pi = 0,95$ , находят соответствующее  $\eta$ , что позволит установить предел отношения продолжительности действия силы  $F$  к периоду свободных колебаний  $T$ , ниже которого погрешность не превышает 5%.

Для решения трансцендентного уравнения  $\sin(\eta\pi)/\eta\pi$  используют первый замечательный предел (теорема) [8] и ряд Маклорена для разложения функции  $\sin(\eta\pi)$  с точностью до

$10^{-4}$  для любого  $\eta\pi$ , удовлетворяющего условию  $|\eta\pi| \leq \frac{\pi}{4}$ ,

$$\sin(\eta\pi) \approx \eta\pi - \frac{(\eta\pi)^3}{6} + \frac{(\eta\pi)^5}{120}. \quad (20)$$

Покажем решение трансцендентного уравнения  $\sin(\eta\pi)/\eta\pi$  аналитическим способом.

Приняв  $\sin(\eta\pi)/\eta\pi = 0,95$ , считая допустимой ошибку с погрешностью до 5%, с учетом (20) множитель  $\sin(\eta\pi)/\eta\pi$  представим в виде

$$\frac{\sin(\eta\pi)}{\eta\pi} \approx \frac{\eta\pi - \frac{(\eta\pi)^3}{6} + \frac{(\eta\pi)^5}{120}}{\eta\pi} \approx 0,95,$$

откуда

$$\eta\pi - \frac{(\eta\pi)^3}{6} + \frac{(\eta\pi)^5}{120} \approx 0,95(\eta\pi).$$

Сокращая на  $\eta\pi$  последнее соотношение, получим биквадратное алгебраическое уравнение с одним неизвестным

$$a\eta^4 + b\eta^2 + c = 0, \quad (21)$$

где  $a$ ,  $b$  и  $c$  — постоянные безразмерные коэффициенты:

$$a = \frac{\pi^4}{120}, \quad b = \frac{\pi^2}{6} \text{ и } c = 0,05.$$

В результате приводим решение уравнения (21) в вычислительной среде MathCAD [9]. Корни оказались равными  $\eta_{1,2} = \pm 1,41264$  и  $\eta_{3,4} = \pm 0,17569$ .

Анализируя полученные результаты вычислений корней (20), можно отметить, что корни  $\eta_{1,2}$  и  $\eta_{4}$  следует отбросить, поскольку множитель  $\sin(\eta_{1,2}\pi)/\eta_{1,2}\pi$  имеет отрицательное значение, равное  $-0,2169$ , что не соответствует физическому смыслу задачи, а значение  $\eta_4 = \eta$  как отношение продолжительности действия силы  $F$  к периоду свободных колебаний  $T$  не может быть отрицательным.

Таким образом, корень трансцендентного уравнения  $\sin(\eta\pi)/\eta\pi$  с достоверностью  $0,94999 \approx 0,95$  оказался равным  $\eta = \eta_3 = 0,17569 \approx 0,176$ , что соответствует 5% погрешности расхождения вычислений  $\sin(\eta_3\pi)$  от  $\eta_3\pi$ .

Расчет корня трансцендентного уравнения  $\sin(\eta\pi)/\eta\pi$  с достоверностью от 0,90 до 0,95 соответствует от 10 до 5% погрешности расхождения вычислений  $\sin(\eta_3\pi)$  от  $\eta_3\pi$ . Результаты расчета приведены в табл. 1.

**Таблица 1 — Результаты расчета корня трансцендентного уравнения**

Достоверность	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95
$\eta$	0,25	0,237	0,223	0,209	0,193	0,176

По данным табл. 1, при заданных значениях периода свободных колебаний  $T$  можно найти продолжительность  $\tau$  действия силы  $F$  в виде  $\tau = \eta T$ , которая соответствует от 5 до 10% погрешности расхождения вычислений  $\sin(\eta_3\pi)$  от  $\eta_3\pi$ .

Покажем решение трансцендентного уравнения  $\sin(\eta\pi)/\eta\pi$  в виде совместного решения двух функций  $f_1(\eta) = \sin(\eta\pi)$  и  $f_2(\eta) = \eta\pi$  графическим способом в среде MathCAD.

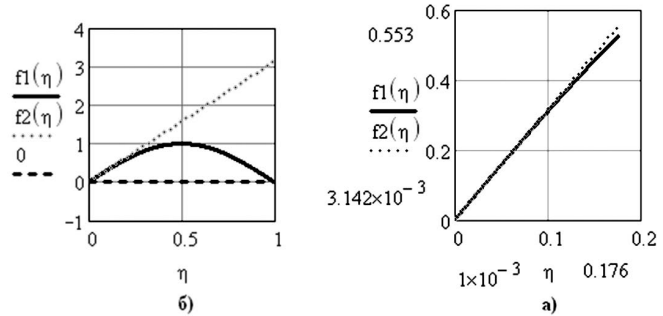
Вычисляемые параметры:

$\eta := 0,001, 0,0011 \dots 0,1756$  — вариация отношений длительности  $\tau$  действия силы  $F$  к периоду свободных колебаний системы  $T$ ;

$f1(\eta) := \sin(\pi \cdot \eta)$ ,  $f2(\eta) := \pi \cdot \eta$  — функции от  $\eta$ .

Результаты выполненных расчетов представлены на рис.

4.



**Рисунок 4 — Графические зависимости  $f_1(\eta)$  и  $f_2(\eta)$**

Анализ данных рис. 4а показывает, что функции  $f_1(\eta)$  и  $f_2(\eta)$  при  $\eta = 0,173$  соответствуют 5% погрешности их расхождения. Например, при  $f_1(0,173) = 0,517$  и  $f_2(0,173) = 0,543$  погрешность

составляет  $\frac{f_2(\eta) - f_1(\eta)}{f_1(\eta)} 100 = 5\%$  и  $\frac{f_2(\eta) - f_1(\eta)}{f_2(\eta)} 100 = 5\%$ , а за пре-

делы этого значения ( $\eta > 0,174$ ), т. е. при вариации  $\eta := 0,001, 0,0011 \dots 1$  — несопоставимо большая (рис. 4б).

Анализ данных рис. 4а также показывает, что функции  $f_1(\eta)$  и  $f_2(\eta)$  при  $\eta \approx 0,17569$  [1, 2] превышают 5% погрешности. Например, при  $f_1(0,1756) = 0,524$  и  $f_2(0,1756) = 0,552$  погрешность

составляет  $\frac{f_2(\eta) - f_1(\eta)}{f_1(\eta)} 100 = 5,3\%$  и  $\frac{f_2(\eta) - f_1(\eta)}{f_2(\eta)} 100 = 5,1\%$ .

На основе выполненных расчетных данных можно отметить, что продолжительность  $\tau$  действия силы  $F$  должна составлять не более  $\tau = 0,173T$ , а не  $\tau = 0,17569T \approx 0,176T$  [1, 2], чтобы ее можно было считать кратковременной, мало отличающейся от действия мгновенного импульса  $\bar{S}$  (не более чем 5%).

*Реализация результатов решения задачи в вычислительной среде.* Приведем расчёт свободных колебаний тела от воздействия ударных (импульсных) сил.

Исходные данные:

$G := 29,6 \cdot 10^3$  — вес тела, Н;  $g := 9,807$ ;

$m := \frac{G}{g}$ ,  $m = 3,018 \cdot 10^3$  — масса тела, кг;

$c0x := 4855 \cdot 10^3$  — эквивалентная жесткость гибких упругих элементов креплений тела, Н/м;

$\eta := 0,173$  — принятое значение отношения длительности  $\tau$  действия силы  $F$  к периоду свободных колебаний, с.

Вычисляемые параметры колебаний:

$k := \sqrt{\frac{c0x}{m}}$ ,  $k = 40,107$  — круговая частота, рад/с;

$T := \frac{2 \cdot \pi}{k}$ ,  $T = 0,157$  — период свободных колебаний, с;

$S := 1,2 \cdot G$ ,  $S = 3,552 \cdot 10^4$ ;

$x_{\max} S := \frac{S}{m \cdot k}$ ,  $x_{\max} S = 0,293$  — максимальное перемещение

(сдвиг) тела от действия мгновенного импульса, м;

$x_{\max} := \frac{S}{m \cdot k} \cdot \frac{\sin(\pi \cdot \eta)}{\pi \cdot \eta}$ ,  $x_{\max} = 0,279$  — максимальное переме-

щение (сдвиг) тела от действия импульса конечной продолжительности, м.



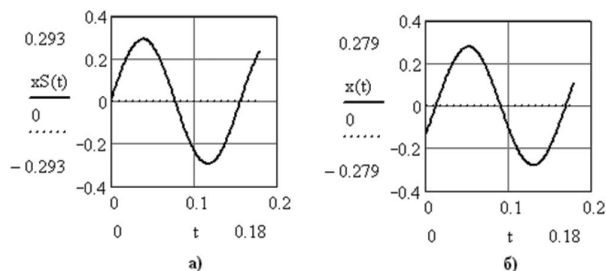
Варьируемые параметры колебаний:

$t := 0,001..0,18$  — вариация времени, с;

$xS(t) := x_{\max} S \cdot \sin(k \cdot t)$  — закон колебаний тела от действия мгновенного импульса;

$x(t) := x_{\max} \cdot \sin(k \cdot t - \eta \cdot \pi)$  — закон колебаний тела от действия импульса силы конечной продолжительности.

Результаты расчетов гармонического колебания тела в течение одного периода в виде графической зависимости приведены на рис. 5.



**Рисунок 5 — Гармонический закон колебаний тела: от действия мгновенного импульса (а); от действия импульса силы конечной величины (б)**

Анализ сравнительных расчетов, приведенных на рис. 5а, б по формулам (11) и (18), показывает, что максимальные амплитуды колебаний (или перемещений тела) от действия мгновенного импульса  $\bar{S}$  и импульса от силы конечной величины  $\bar{F}$  отличаются незначительно, т. е. не более 5%.

Анализ полученных результатов решений задачи в вычислительной среде. Корень трансцендентного уравнения  $\sin(\eta\pi)/\eta\pi$  оказался равным  $\eta = 0,17569$  [5, 6]. Формула (18) отличается от ранее найденной (11) при действии на систему

мгновенного импульса  $\bar{S}$  влиянием продолжительности импульса, определяемым множителем  $\sin(\eta\pi)/\eta\pi$ , причем это отличие составляет не более 5%.

На основе результатов выполненных расчетов можно отметить, что в действительности продолжительность  $\tau$  действия силы  $F$  составляет не более  $\tau = 0,173T$ , что позволяет считать ее кратковременной, мало отличающейся от действия мгновенной силы  $\bar{S}$  (не более чем 5%).

Следуя [5, 6], отметим, что полученные результаты справедливы и для других законов изменения силы  $F$ . Итак, допуская ошибку до 5%, можно отметить, что подробности изменения силы во времени (или «форма импульса») несущественны, если  $\eta < 0,173$ , а не  $\eta < 0,17569$ , т. е.  $\tau < 0,173T$ , а не  $\tau \approx 0,176T$ .

Все рассмотренные колебания, которые совершаются от воздействия импульсов различного характера, являются свободными и незатухающими. Свободные колебания системы «тело — упругий элемент» вызваны приданием телу начальной скорости, приобретенной в результате воздействия мгновенного импульса  $\bar{S}$ .

В технике свободные колебания системы «тело — упругий элемент» с течением времени прекращаются, поскольку происходят уменьшения амплитуды колебаний из-за сопротивления окружающей среды (воздуха), в которой происходят такие колебания, и из-за неизбежного появления силы сухого трения между контактируемыми поверхностями двух тел.

Таким образом, общая теория свободных колебаний не учитывает уменьшения амплитуды с течением времени, обусловленного наличием сил сопротивления. Она является идеализированным предельным случаем, соответствующим случаю полного отсутствия сопротивления.

## Литература

1. Туранов Х.Т., Тимухина Е.Н., Молчанова О.В. Математическое моделирование явления удара вагонов на путях сортировочного парка // Транспорт: наука, техника и управление. 2008. № 1. С. 31—33.
2. Туранов Х.Т., Ситников С.А., Рыков А.Л. Моделирование натяжений в гибких элементах креплений негабаритного груза при движении поезда по кривому участку пути // Наука и техника транспорта. 2007. № 1. С. 19—24.
3. Туранов Х.Т., Тимухина Е.Н., Даусеитов Е.Б. Аналитическое обоснование технологии креплений при несимметричном размещении общего центра масс грузов в вагонах // Транспорт: Наука, техника и управление. 2009. № 7. С. 28—32.
4. Туранов Х.Т. Аналитическое обоснование технологии несимметричного размещения общего центра масс грузов в вагонах // Транспорт Урала. 2009. № 1. С. 31—35.
5. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. М.: Наука, 1977. 224 с.
6. Филін А.П. Прикладная механика твердого деформируемого тела. Т. I. М.: Наука, 1975. С. 226—228.
7. Пискунов Н.С. Дифференциальные и интегральные исчисления для втузов. Т. 2. М.: Наука, 1978. 552 с.
8. Ильин В.А., Позняк Э.Г. Основы математического анализа. М.: Наука, 1967. 571 с.
9. Кирьянов Д.В. Самоучитель MathCAD 13. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. 528 с.

## References

1. Turanov H.T., Timukhina E.N., Molchanova O.V. Matematicheskoe modelirovaniye yavleniya udara vagonov na putyakh sortirovochnogo parka // Transport: nauka, tekhnika i upravlenie. 2008. № 1. S. 31—33.
2. Turanov H.T., Sitnikov S.A., Rykov A.L. Modelirovaniye natyazhenij v gibkikh elementakh kreplenij negabaritnogo gruzha pri dvizhenii poezda po krivomu uchastku puti // Nauka i tekhnika transporta. 2007. № 1. S. 19—24.
3. Turanov H.T., Timukhina E.N., Dauseitov E.B. Analiticheskoe obosnovaniye tekhnologii kreplenij pri nesimmetrichnom razmeshchenii obshchego tsentra mass gruzov v vagonakh // Transport: Nauka, tekhnika i upravlenie. 2009. № 7. S. 28—32.
4. Turanov H.T. Analiticheskoe obosnovaniye tekhnologii nesimmetrichnogo razmeshcheniya obshchego tsentra mass gruzov v vagonakh // Transport Urala. 2009. № 1. S. 31—35.
5. Panovko Ya.G. Vvedeniye v teoriyu mekhanicheskogo udara. M.: Nauka, 1977. 224 s.
6. Filin A.P. Prikladnaya mekhanika tverdogo deformiruemogo tela. T. I. M.: Nauka, 1975. S. 226—228.
7. Piskunov N.S. Differentsialnye i integralnye ischisleniya dlya vtuzov. T. 2. M.: Nauka, 1978. 552 s.
8. Ilin V.A., Poznyak E.G. Osnovy matematicheskogo analiza. M.: Nauka 1967. 571 s.
9. Kiryanov D.V. Samouchitel MathCAD 13. SPb.: BHPeterburg, 2006. 528 s.

УДК 656.212.6.073.21

Хабибулла Туранович Туранов, д-р техн. наук, профессор (УрГУПС, Екатеринбург),  
Виктория Александровна Оленцевич, инженер (ИрГУПС, Иркутск)

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ КРЕПЛЕНИЙ ГРУЗА В ВАГОНЕ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СИСТЕМЫ СИЛ

Khabibula T. Turanov, DSc, professor (USURT, Ekaterinburg),  
Viktoria A. Olentsevich, engineer (ISURE, Irkutsk)

## Technology modeling of cargo fastening in a car under the influence of spatial force system

### Аннотация

В статье изложены результаты моделирования технологии креплений симметрично размещенного в вагоне груза от воздействия пространственной системы сил. Получены графические зависимости эквивалентной жесткости креплений от угла наклона результирующей пространственной силы относительно продольной оси вагона, а также натяжений в креплениях груза в зависимости от длины элементов креплений.

**Ключевые слова:** пространственно расположенные гибкие элементы крепления, гибкие элементы крепления, пространственная система сил, эквивалентная жесткость крепления, сдвиг груза, напряжения в креплениях.

### Annotation

In the article the authors expound the results of modeling of fastening technology of symmetrically stowed load in a car under the influence of spatial force system. There were got the graphic dependences of fastening equivalent stiffness from the inclination angle of resultant spatial force relative to longitudinal axis of a car and also relative to tensions in load fastenings depending on the length of fastening elements.

**Key words:** spaced system flexors, spatial force system, fastening equivalent stiffness, load shift, tension in fastenings.

**Актуальность темы.** До сих пор в ТУ [1] не дана оценка безопасности движения по критерию допустимого значения натяжений в креплениях груза. В имеющихся нормативных документах вовсе отсутствуют какие-либо понятия об эквивалентной жесткости креплений и о сдвиге груза в вагоне по направлению действия результирующей пространственной системы сил, не говоря о расчете их величины. Совсем мало исследований по креплению груза в вагоне при симметричном размещении центра масс при воздействии пространственной системы сил, и даже не затрагивается вопрос изучения методики расчета натяжений в креплениях при несимметричном размещении [2, 3]. Поэтому актуальность исследований по обоснованию технологии креплений груза в вагоне от воздействия пространственной системы сил становится очевидной.

**Постановка задачи.** Следует обосновать технологию креплений симметрично размещенного в вагоне груза от воздействия пространственной системы сил.

**Принятые допущения.** За основу математической модели примем, что воздействие пространственной системы сил, как и в действительности, воспринимают основная (вагон) и дополнительные связи (гибкие упругие и упорные деревянные средства креплений).

Рассмотрим общий случай сдвига груза ( $\Delta S$ ) по направлению действия результирующей пространственной системы сил  $\Delta F^{(i)}$  [4, 5] (рис. 1).

На рис. 1 приняты следующие обозначения:  $M_i$  — точки, показывающие монтажные петли и их проекции на горизонтальную и вертикальную плоскости;  $l_i$  и  $a_i$ ,  $b_i$ ,  $h_i$  — длины гибких упругих элементов креплений и их проекции;  $\Delta S$  — сдвиг груза по направлению действия результирующей пространственной системы сил  $\Delta F^{(i)}$ , подлежащий нахождению;  $\lambda^{(i)}$  — угол, характеризующий направление пространственных систем сил относительно продольной оси вагона, рад. Остальные буквенные обозначения соответствуют тем, что приняты в [5].

**Решение задачи.** Опуская промежуточные математические выкладки, отметим, что в [4, 5] установлена зависимость сдвига груза ( $\Delta S$ ) в плоскости пола вагона при воздействии результирующей пространственных систем сил  $\Delta \bar{F}^{(i)}$  в виде

$$\Delta S = \frac{\Delta F^{(i)}}{C_{\text{экв.}}^F}, \quad (1)$$

где  $\Delta F^{(i)}$  — результирующая пространственной системы сил, кН.

Модуль и направляющий косинус этой результирующей определены по формулам:

$$\Delta F^{(i)} = \sqrt{(\Delta F_x^{(i)})^2 + (\Delta F_y^{(i)})^2}; \quad (2)$$

$$\cos(\Delta F^{(i)}, x) = \frac{\Delta F_x^{(i)}}{\Delta F^{(i)}} \text{ или } \cos \lambda_0^{(i)} = \frac{\Delta F_x^{(i)}}{\Delta F^{(i)}}, \quad (3)$$

с учетом того, что  $\lambda_0^{(i)} = \lambda^{(i)} - \lambda^{(i)}$  — направляющий угол, где обозначение  $i$  в степени означает, что угол зависит от количества гибких упругих элементов креплений и имеет лишь одно значение;

$C_{\text{экв.}}^F$  — эквивалентная жесткость гибких элементов креплений по направлению действия пространственной силы, кН/м,

$$C_{\text{экв.}}^F = 7,854 d_i^2 \sum_{i=1}^{n_p} \frac{n_i}{l_i} \sqrt{(C_{0i} \cos \lambda^{(i)})^2 + (D_{0i} \sin \lambda^{(i)})^2} B_{0i}, \quad (4)$$

где  $B_{0i}$ ,  $C_{0i}$  и  $D_{0i}$  — безразмерные переменные величины,

$$B_{0i} = \left( \frac{a_i}{l_i} \cos \lambda^{(i)} + \frac{b_i}{l_i} \sin \lambda^{(i)} \right); \quad C_{0i} = \left( f \frac{h_i}{l_i} + \frac{a_i}{l_i} \right); \quad D_{0i} = \left( f \frac{h_i}{l_i} + \frac{b_i}{l_i} \right),$$

где  $a_i$ ,  $b_i$  и  $h_i$  — проекции длины проволоки креплений  $l_i$  на продольную, поперечную и вертикальную оси вагона, м;

$f$  — коэффициент трения скольжения ( $f = 0,7 f_{\text{сц}}$  с учетом того, что  $f_{\text{сц}}$  — коэффициент трения сцепления между контактирующими поверхностями груза и пола вагона, принимаемый по справочным данным).

Сдвиг груза относительно вагона произойдет (т. е.  $\Delta S > 0$ ) лишь тогда, когда  $\Delta F^{(i)} > 0$ . Разрыв гибких упругих элементов креплений не произойдет лишь тогда, когда соблюдается условие  $\Delta S \leq [\Delta S]$ , где  $[\Delta S]$  — допустимое значение сдвига груза, мм, определяемое по значению  $[\Delta R]$ .

**Результаты вычислительных экспериментов.** Поскольку для отработки методики расчета натяжения в креплениях вовсе не имеет значения конфигурация и соответственно геометрия креплений груза, то для примера приводим расчет натяжений в гибких элементах крепления груза (железобетонного изделия — ЖБИ, технология размещения и крепления которого на платформе показана на рис. 2) [6].

На физической модели гибкие элементы креплений, расположенные с правой стороны платформы по направлению оси  $Ox$ , обозначены номерами 1—5р, а слева — 1а—5ар, причем крепления, обозначенные номерами 1—5 и 1р—5р, расположены с левой стороны поперечной оси  $Oy$ , а крепления, обозначенные номерами 3—5 и 3р—5р, — с правой стороны этой оси.

В [6] гибкие элементы креплений, расположенные с правой стороны вагона по продольной оси, обозначены номерами 1—5р, а слева — 1а—5ар, причем крепления, обозначенные номерами 1—5 и 1р—5р, расположены с левой стороны относительно поперечной оси, а крепления, обозначенные номерами 3—5 и 3р—5р, — с правой стороны этой оси.

Особенностью принятый для расчета натяжений в креплениях модели [6] сравнительно с другими моделями является расположение монтажных петель у наружной поверхности

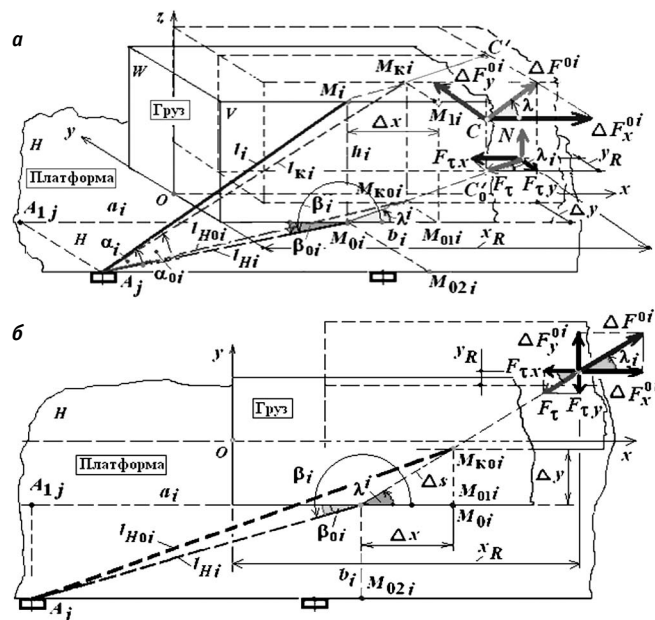


Рисунок 1 — Обобщенная модель сдвига груза:

а) аксонометрия; б) вид сверху

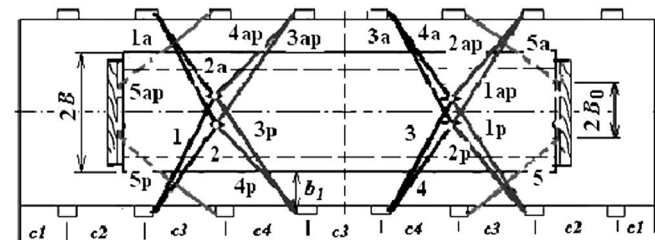
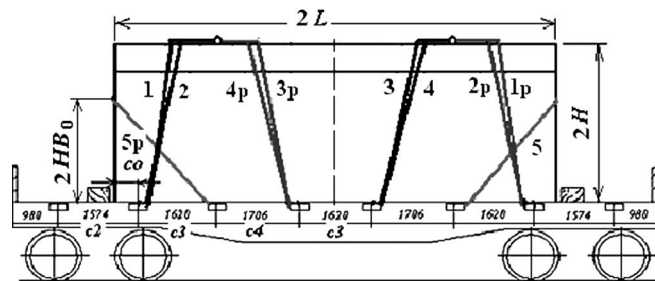


Рисунок 2 — Физическая модель размещения и крепления груза в вагоне

груза, в результате чего кромки груза, через которые контактируются крепления, становятся как бы местами закрепления элементов креплений с грузом. Из-за этого проекции креплений 1, ..., 4р, 1а, ..., 4ар на продольную ось вагона  $a_i$  следует брать из вида груза сверху с учетом масштаба. Кроме того, у груза имеются крепления с номерами 5, 5а, 5р и 5ар, у которых проекции на поперечную и вертикальную оси (т. е.  $b_i$  и  $h_i$ ) отличаются от других креплений.

Исходные и другие сопутствующие данные для примера приведены ниже. Параметры груза: вес груза  $G = 588,6$  кН; половина высоты груза  $H = 1\,050$  мм; половина ширины груза  $B = 1\,000$  мм; половина длины груза  $L = 4\,450$  мм; коэффи-

коэффициент трения сцепления («дерево по дереву»)  $f = 0,5$ ; масштаб чертежа  $M = 1:50$ ; половина ширины паза стоечной скобы  $B_{ш} = 55$  мм; половина поперечного расстояния между монтажными петлями для крайних креплений (5, 5а, 5р и 5ар), расположенных ниже поверхности груза,  $BO = 500$  мм; половина высоты монтажных петель для крайних креплений (5, 5а, 5р и 5ар), расположенных ниже поверхности груза,  $HB0 = 770$  мм; модуль упругости гибких элементов креплений с учетом скрутки проволоки  $E = 1 \cdot 10^7$  кН/м<sup>2</sup>; количество нитей и диаметр в гибких элементах креплений  $n = 8$  шт. и  $d = 6$  мм; длина элементов креплений  $l_1 = 2,146$ ,  $l_2 = 2,155$ ,  $l_3 = 2,162$ ,  $l_4 = 2,229$ ,  $l_5 = 2,66$  м; начальное натяжение предварительных скруток проволоки креплений  $RO = 20$  кН.

Переносные силы инерции по продольной, поперечной и вертикальной оси, кН:  $I_{ex} = 706,32$ ;  $I_{ey} = 270,756$ ;  $I_{ez} = 388,476$ . Сила аэродинамического сопротивления, кН:  $F_{вх} = 2$ ,  $F_{вы} = 9,1$ .

Рассчитанные значения продольной сдвигающей и удерживающей сил  $F_{сд,х} = 706,32$  и  $F_{уд,х} = 293,9$  кН. Продольные силы, воспринимаемые гибкими упругими элементами креплений,  $\Delta F_x = 266,5$  кН. Поперечные сдвигающая и удерживающая силы  $F_{сд,у} = 279,8$  и  $F_{уд,у} = 100,1$  кН. Поперечные силы, воспринимаемые гибкими упругими элементами креплений,  $\Delta F_y = 49,24$  кН. Результирующая сила, воспринимаемая креплениями груза,  $\Delta F = 270,6$  кН, а угол наклона  $\lambda$  этой силы относительно продольной оси  $10,485$  град.

По разработанной методике были найдены эквивалентные жесткости креплений  $c_{экв}$  и сдвиги груза  $\Delta s$  по направлению действия результирующей пространственной системы сил  $\Delta F$ , а также натяжения в креплениях груза  $R_i$ . Исходными данными являлись вес груза  $G = 588,6$  кН, коэффициенты динамики вагона по продольной  $k_{дх} = 1,2$  ( $a_{ex} = 11,772$  м/с<sup>2</sup>), поперечной  $k_{дв} = 0,46$  ( $a_{ey} = 4,513$  м/с<sup>2</sup>) и вертикальной  $k_{дз} = 0,66$  ( $a_{ez} = 6,475$  м/с<sup>2</sup>) оси вагона.

Обобщающие результаты вычислений сдвига груза и натяжений в креплениях от воздействия пространственной и (как частный случай) плоской системы сил в зависимости от вариации коэффициента  $k_{дх} = 1,2$  (при постоянном значении  $k_{дв} = 0,46$  и  $k_{дз} = 0,66$ ) представлены в табличном виде.

Результаты статистических обработок полученных табличных данных при подобранном значении степени полинома  $k = 3$ , обеспечивающем характер совпадения экспериментальных данных и полиномиальной функции при коэффициенте регрессии, равном 0.99999, что практически равно 1 [7], в виде графической зависимости  $c_{экв} = f(\lambda)$  представлены на рис. 3.

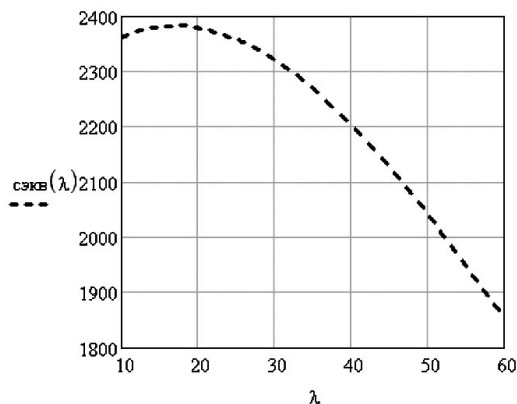


Рисунок 3 — Графические зависимости  $c_{экв} = f(\lambda)$

Анализ графической зависимости  $c_{экв} = f(\lambda)$  позволяет отметить, что на значения коэффициента эквивалентной жесткости креплений  $c_{экв}$  кроме физико-геометрических параметров креплений ( $E, n, d, a, b, h, l$ ), существенное влияние оказывает угол наклона  $\lambda$  результирующей силы  $\Delta F$  относительно продольной оси вагона  $x$ , причем с увеличением этого угла эквивалентные жесткости креплений уменьшаются по нелинейному закону, которые, в свою очередь, оказывают влияние на сдвиг груза относительно пола вагона и на натяжения в креплениях.

Выполнен анализ полученных табличных данных по нахождению натяжений в креплениях. Результаты таких исследований показали, что при заданных значениях коэффициентов  $k_{дх}$ ,  $k_{дв}$  и  $k_{дз}$  от воздействия пространственных систем сил  $\Delta F$  натяжения  $R_5$  в наиболее пологом по длине элементе крепления длиной  $l_5 = 2,66$  м достигают до 72,44 кН, что в 1,67 раза превышает допустимое значение (44,8 кН). Это, несомненно, приведет к разрыву такого крепления. Данный факт объясняется значительным сдвигом груза  $\Delta s = 114$  мм по направлению действия результирующих сил  $\Delta F$ , что привело к сдвигу груза вдоль вагона на величину  $\Delta x = 113$ , а поперек него — на  $\Delta y = 21$  мм. При этом соблюдается условие  $R_1 < R_2 < R_3 < R_4 < R_5$  в соответствии с длинами  $l_1 < l_2 < l_3 < l_4 < l_5$ , т. е. длинные элементы креплений выдерживают большую нагрузку, нежели короткие.

На основании обобщения полученных результатов регрессионного анализа табличных данных построены графические зависимости натяжений  $R_i$  в креплениях от их длины  $l_i$  при различных значениях коэффициента продольной динамики вагона  $k_{дх}$  (например, в пределах от 0,75 до 1,2), которые представлены на рис. 4.

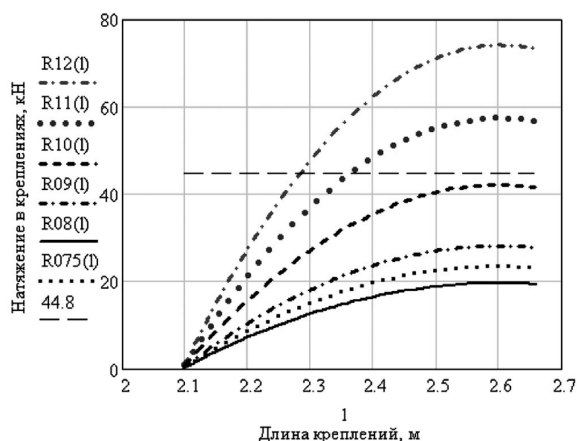


Рисунок 4 — Графические зависимости  $R_i = f(l_i)$  при вариации  $k_{дх}$

На рис. 4  $R_{12}(l)$  соответствует  $k_{дх} = 1,2$ ;  $R_{11}(l)$  —  $k_{дх} = 1,1$ ;  $R_{10}(l)$  —  $k_{дх} = 1,0$ ;  $R_{09}(l)$  —  $k_{дх} = 0,9$ ;  $R_{08}(l)$  —  $k_{дх} = 0,8$ ;  $R_{075}(l)$  —  $k_{дх} = 0,75$ .

Анализ рис. 4 показывает, что при заданных исходных данных если длина креплений  $l_i$  превышает 2,284 м при  $k_{дх} = 1,2$  и 2,397 м при  $k_{дх} = 1,1$ , то возникает вероятность разрыва таких креплений.

Анализ графических зависимостей  $R_i = f(l_i)$  позволяет отметить, что натяжения в креплениях увеличиваются с увеличением их длины по нелинейному закону. При этом соблюдается условие  $R_1 < R_2 < R_3 < R_4 < R_5$  в соответствии с длинами



$l_1 < l_2 < l_3 < l_4 < l_5$ , т. е. длинные элементы креплений выдерживают большую нагрузку, нежели короткие. Короткие по длине элементы креплений (например,  $l_1, l_2, l_3$ ) нагружены значительно меньше, чем длинные крепления (например,  $l_4, l_5$ ). Отсюда следует важная для практики рекомендация о том, что для удержания груза от сдвига вдоль вагона необходимо применять элементы креплений большей длины, нежели короткие, т. е. изменять геометрию креплений груза.

### Выводы

1. Анализируя полученные результаты математического моделирования креплений груза в вагоне, можно отметить, что выведены обобщенные формулы для определения эквивалентной жесткости креплений, сдвига груза и натяжений в элементах креплений при воздействии пространственной системы сил. Данные формулы учитывают физико-геометрические характеристики упругих элементов, значения внешних сил, воспринимаемых креплениями и грузом с учетом состояния контактируемых поверхностей груза и пола вагона посредством коэффициента трения. Полученные аналитические формулы служат для оценки безопасности движения подвижного состава по прямому участку пути.

2. На основе результатов аналитического моделирования установлено, что на значения коэффициента эквивалентной

жесткости креплений ( $c_{\text{экв}}$ ), кроме физико-геометрических параметров креплений, существенное влияние оказывает угол наклона ( $\lambda$ ) результирующей пространственной силы ( $\Delta F$ ) относительно продольной оси вагона. Причем на основе численного моделирования отмечено, что с увеличением этого угла эквивалентные жесткости креплений уменьшаются по нелинейному закону, которые, в свою очередь, оказывают влияние на сдвиг груза относительно пола вагона и на натяжения в креплениях.

3. Установлено, что при значениях коэффициентов динамики вагона по продольной, поперечной и вертикальной оси вагона  $k_{\text{дх}} = 1,2$ ,  $k_{\text{дв}} = 0,46$  и  $k_{\text{дз}} = 0,66$  от воздействия пространственных систем сил натяжения  $R_5$  в пологом по длине элементе крепления ( $l_5 = 2,66$  м) достигают до 72,44 кН, что в 1,67 раза превышает допустимое значение (44,8 кН). Это, несомненно, приведет к разрыву такого крепления. Такой факт объясняется значительным сдвигом груза  $\Delta s = 114$  мм по направлению действия результирующих сил  $\Delta F$ , что привело к сдвигу груза вдоль вагона на величину  $\Delta x = 113$ , а поперек него — на  $\Delta y = 21$  мм. При этом соблюдается условие  $R_1 < R_2 < R_3 < R_4 < R_5$  в соответствии с длинами  $l_1 < l_2 < l_3 < l_4 < l_5$ , т. е. пологие по длине элементы креплений выдерживают большую нагрузку, нежели короткие. В связи с этим возникла необходимость внесения изменений в технологию (точнее, геометрию) креплений груза.

### Литература

1. Правила размещения и крепления грузов в вагонах и контейнерах: приложение 14 к СМГС. М.: Планета, 2005. 191 с.
2. Туранов Х.Т., Ситников С.А., Рыков А.Л. Моделирование натяжений в гибких элементах креплений негабаритного груза при движении поезда по кривому участку пути // Наука и техника транспорта. 2007. № 1. С. 19—24.
3. Туранов Х.Т., Тимухина Е.Н., Волков Д.В. Нагрузочные способности гибких упругих элементов креплений при размещении груза со смещением центра масс вдоль вагона // Транспорт Урала. 2007. № 4. С. 25—35.
4. Туранов Х.Т., Тимухина Е.Н., Даусеитов Е.Б. Аналитическое обоснование технологии креплений при несимметричном размещении общего центра масс грузов в вагонах // Транспорт: Наука, техника и управление. 2009. № 7. С. 28—32.
5. Туранов Х.Т. Теоретическая механика в задачах грузовых перевозок: монография. Новосибирск: Наука, 2009. 376 с.
6. Власова Н.В. Анализ нагруженности и выбор параметров элементов крепления грузов на открытом железнодорожном подвижном составе. Екатеринбург: УрГУПС, 2005. 24 с.
7. Кирьянов Д. Самоучитель MathCAD 13. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. 528 с.

### References

1. Pravila razmeshcheniya i krepleniya грузов в vagonakh i konteynerakh: prilozhenie 14 k SMGS. M.: Planeta, 2005. 191 s.
2. Turanov H.T., Sitnikov S.A., Rykov A.L. Modelirovanie natyazhenij v gibkikh elementakh krepel'ij negabaritnogo gruzа pri dvizhenii poezda po krivomu uchastku puti // Nauka i tehnika transporta. 2007. № 1. S. 19—24.
3. Turanov H.T., Timukhina E.N., Volkov D.V. Nagruzochnye sposobnosti gibkikh uprugikh elementov krepel'ij pri razmeshchenii gruzа so smeshcheniem tsentra mass vdol vagona // Transport Urala. 2007. № 4. S. 25—35.
4. Turanov H.T., Timukhina E.N., Dauseitov E.B. Analiticheskoe obosnovanie tekhnologii krepel'ij pri nesimmetrichnom razmeshchenii obshchego tsentra mass грузов в vagonakh // Transport: Nauka, tekhnika i upravlenie. 2009. № 7. S. 28—32.
5. Turanov H.T. Teoreticheskaya mekhanika v zadachakh gruzovykh perevozok: monografiya. Novosibirsk: Nauka, 2009. 376 s.
6. Vlasova N.V. Analiz nagruzhennosti i vybor parametrov elementov krepel'ija грузов na otkrytom zheleznodorozhnom podvizhnom sostave. Ekaterinburg: UrGUPS, 2005. 24 s.
7. Kiryayov D. Samouchitel MathCAD 13. SPb.: BXPeterburg, 2006. 528 s.

УДК 629.423.1:629.4.053:629.4.015

Анатолий Николаевич Савоскин, д-р техн. наук, профессор (МИИТ, Москва),  
Олег Евгеньевич Пудовиков, канд. техн. наук (МИИТ, Москва)

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗОВОГО ПОЕЗДА С УЧЕТОМ ЕГО НЕОДНОРОДНОСТИ

Anatoly N. Savoskin, DSc, professor (MIIT, Moscow)  
Oleg E. Pudovikov, PhD (MIIT, Moscow)

## Research of longitudinal fluctuations of the freight train with acceptance in attention of its heterogeneity

### Аннотация

Рассмотрено влияние случайного распределения масс вагонов и параметров автосцепных устройств на значения продольных динамических сил, действующих в неоднородном поезде. Исследование выполнено с применением метода статистических испытаний. Наибольшие по величине продольные динамические силы действуют в неоднородном поезде, сформированном из смеси порожних и груженых вагонов. Требуемая точность определения статистических характеристик выборочных распределений достигается после выполнения 40 000—120 000 вариантов расчета движения поезда.

**Ключевые слова:** неоднородный поезд, разброс масс вагонов и параметров автосцепок, продольные колебания, закон распределения.

### Annotation

Influence of casual distribution of weights of cars and parameters of coupling devices on values of the longitudinal dynamic forces operating in a non-uniform train is considered. Research is executed with application of a method of statistical tests. The greatest on size longitudinal dynamic forces operate in the non-uniform train generated from a mix of empty and loaded cars. Demanded accuracy of definition of statistical characteristics of selective distributions is reached after performance 40 000—120 000 variants of calculation of movement of a train.

**Key words:** non-uniform train, disorder of weights of cars and parameters of autodrawbars, longitudinal fluctuations, the distribution law.

Одной из задач, решаемых при исследовании продольных колебаний, возникающих в грузовых поездах, является определение наибольших значений продольных динамических сил, действующих в переходных режимах движения. Эти силы могут значительно превышать максимально допустимые значения, определяемые нормами расчета вагонов на статическую и усталостную прочность [1], что ведет к возникновению внезапных и постепенных отказов, вызывающих разрушение элементов конструкции вагонов и, в частности, автосцепок, что ведет к разрывам поездов. К числу способов снижения величин продольных динамических сил в поезде и частот их изменения относится применение систем автоматического управления (САУ), реализующих рациональный алгоритм управления тяговыми и тормозными средствами локомотива [2, 3].

Известно, что значительная часть грузовых поездов, обращающихся на железных дорогах, являются статистически неоднородными, т. е. состоящими из вагонов разной массы, включающими в себя полностью груженые вагоны, порожние, а также частично груженые. При этом величины продольных динамических сил, действующих в таких поездах, существенно отличаются от аналогичных величин, возникающих в однородных поездах, т. е. составленных из одинаково загруженных вагонов. Также на величины наибольших продольных динамических сил в поездах существенное влияние оказывает разброс параметров автосцепных устройств вагонов, находящихся в составе поезда [4], а именно величин зазоров в автосцепках и жесткостей поглощающих аппаратов.

При случайном распределении масс вагонов и характеристик автосцепок процессы изменения продольных динамических сил в поглощающих аппаратах являются случайными нестационарными, при этом диапазон изменения величин наибольших продольных динамических сил  $H_{\mu}$ , достигаемых в каждом из сечений поезда за  $N$  реализаций, характеризуется некоторым законом распределения. Исследование распределений наибольших продольных динамических сил  $f(H)$  для таких нестационарных процессов нельзя выполнять по методикам, применяемым для стационарных случайных процессов [5, 6] и нормальных случайных величин [7, 8].

Для отыскания такого закона распределения предлагается использовать метод статистических испытаний (метод Монте-Карло), применение которого для решаемой задачи заключается в следующем. При помощи датчика случайных чисел в соответствии с законом Вейбулла [9] генерируются совокупности значений масс вагонов, а также зазоров в автосцепках и жесткостей поглощающих аппаратов. Для каждой такой совокупности, соответствующей одному случайно сформированному поезду, выполняется расчет переходного процесса. Полученные в результате расчета графики изменения продольных динамических сил  $F_i(t)$  в поглощающих аппаратах автосцепок различных вагонов рассматриваются как реализации соответствующих случайных процессов ( $i$  — номер автосцепки). Многократно повторяя такие расчеты, получим совокупность  $F_{ik}(t)$  реализаций случайных процессов,  $k = 1, 2, \dots, N$  (рис. 1).

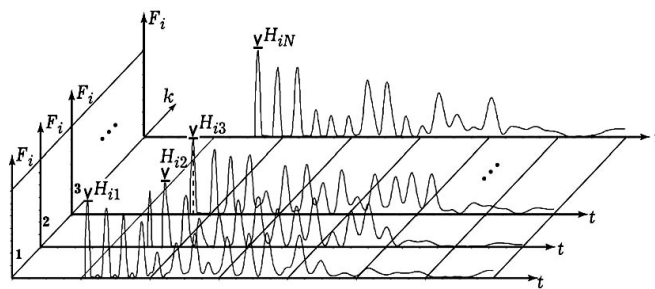


Рисунок 1 — Совокупность расчетных реализаций нестационарного случайного процесса изменения величины продольной динамической силы  $F_i(t)$  при случайных параметрах поезда, здесь  $\vee$  — наибольшие значения  $H_{ik}$  продольных динамических сил

На каждой такой реализации определяется наибольшее значение  $H_{ik}$  продольной динамической силы. Совокупность из  $N$  таких случайных величин, найденных по всем реализациям, образует выборку наибольших значений, по которой были найдены статистические распределения величин  $f(H)$ , а также определены величины выборочных моментов распределения, после чего выполнен выбор теоретического закона, позволяющий удовлетворительно сгладить выборочные данные.

Оценка достаточности выполненного количества вариантов расчетов  $N$  для получения необходимой точности вычислений была выполнена двумя способами: на основе определения величин доверительных интервалов и по графикам зависимостей величин моментов распределения от объема выборки  $N$ .

Границы доверительных интервалов выборочного среднего и дисперсии вычислялись по известным формулам, после чего проверялось отклонение границ доверительных интервалов от вычисленного значения соответствующего выборочного момента распределения [10]:

$$\left\{ \begin{aligned} \bar{x} - t_{q, N-1} \frac{S}{\sqrt{N}} < \mu < \bar{x} + t_{q, N-1} \frac{S}{\sqrt{N}}; \\ \left[ \bar{x} - t_{q, N-1} \frac{S}{\sqrt{N}} > (1 - k_\mu \bar{x}) \right] \wedge \left[ \bar{x} + t_{q, N-1} \frac{S}{\sqrt{N}} < (1 + k_\mu \bar{x}) \right]; \end{aligned} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{NS^2}{\chi^2_{2, p, N-1}} < s^2 < \frac{NS^2}{\chi^2_{1, p, N-1}}; \\ \frac{NS^2}{\chi^2_{2, p, N-1}} > (1 - k_S) \wedge \frac{NS^2}{\chi^2_{1, p, N-1}} < (1 + k_S). \end{aligned} \right. \quad (2)$$

Здесь  $\bar{x}$  — выборочное среднее случайной величины;  $S^2$  — выборочная дисперсия;  $N$  — количество выполненных вариантов расчета;  $k_\mu$ ,  $k_S$  — величина допустимого отклонения границы доверительного интервала исследуемой величины от значения самой исследуемой величины (математического ожидания или дисперсии);  $t_{q, N-1}$  — коэффициент, используемый для вычисления двустороннего доверительного интервала для оценки математического ожидания;  $q, p$  — доверительные уровни соответственно для математического ожидания и дисперсии;  $\chi^2_{2, p, N-1}$ ,  $\chi^2_{1, p, N-1}$  — коэффициенты, используемые для вычисления соответственно нижней и верхней границы доверительного интервала для оценки дисперсии.

Первые уравнения в выражениях (1) и (2) задают границы доверительных интервалов соответственно для математического ожидания и дисперсии; вторые определяют условия, достаточные для завершения расчетов. Для каждого из сечений поезда с номером  $i$ , рассматриваемых в процессе вычислений, при выполнении этих условий фиксируются величины  $N_{\mu i}$  и  $N_{S i}$ , равные количеству выполненных циклов расчета  $N$ , при которых происходило это событие. Номер цикла расчетов, при котором допускается завершение выполнения расчетов  $N_{\text{вых}}$ , определяется как максимальное число из множества найденных значений  $N_{\mu i}$  и  $N_{S i}$

$$N_{\text{вых}} = \max(N_{\mu 1}, \dots, N_{\mu n}, N_{S 1}, \dots, N_{S n}), \quad (3)$$

где  $n$  — количество сечений поезда, в которых исследуются динамические процессы.

В качестве дополнительного критерия оценки достаточности количества выполненных вариантов расчета было принято достижение величинами рассматриваемых моментов распределения случайной величины  $H_i$  установившихся значений, причем количество выполненных циклов расчета должно быть не меньше, чем определено по (3).

В данной работе анализируются результаты исследования движения поездов, сформированным по трем вариантам.

1. Однородный поезд массой 4 250 т, состоящий из локомотива и 69 вагонов массой 58,9 т каждый (данная масса является средним значением распределения масс вагонов, подчиняющихся распределению масс вагонов, вид и параметры которого определены в [9]).

2. Неоднородный поезд массой 4 250 т, состоящий из 69 вагонов (груженых полностью или частично, а также порожних). При этом поезд сформирован в соответствии с рекомендациями [10] о необходимости размещения порожних вагонов в хвостовой части тяжеловесных и длинносоставных поездов. Таким образом, расчеты велись применительно к поезду, у которого в головной части расположены 48 груженых вагонов (полностью или частично), а в хвостовой — 21 порожний вагон (что составляет примерно 30% от общего числа вагонов в поезде).

3. Неоднородный поезд массой 4 250 т, состоящий из 69 груженых (полностью или частично) и порожних ва-

гонов, причем порожние вагоны распределены в поезде случайным образом. Соотношение между гружеными и порожними вагонами в поезде аналогично предыдущему случаю.

Выполненные расчеты показали, что более существенное увеличение значений наибольших продольных динамических сил выявлено у поезда, сформированного по третьему варианту, поэтому в дальнейшем будем рассматривать результаты, полученные для этого варианта.

При определении достаточного количества циклов вычислений зададимся величинами допустимого отклонения границ доверительных интервалов от значений математического ожидания и дисперсии соответственно  $k_\mu = 0,005$  и  $k_s = 0,01$ , а также значением уровня доверительной вероятности для величины математического ожидания  $q = 0,999$  и дисперсии  $p = 0,95$ , после чего найдем для каждого из исследуемых сечений с использованием выражений (1) и (2) величины  $N_\mu$  и  $N_s$ . Результаты вычислений приведены в табл. 1. В этой таблице и далее сечение  $i$ , обозначенное 1—2, соответствует сечению, расположенному между электровозом и первым вагоном; а сечения, обозначенные I, II и III, располагаются в серединах первой, второй и последней трети поезда соответственно.

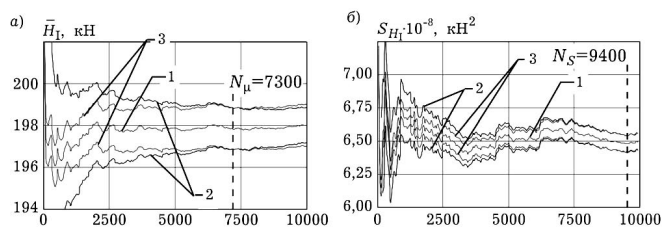
**Таблица 1 — Определение необходимого количества циклов моделирования с использованием модели неоднородного поезда, сформированного по второму варианту**

$N_{\mu-2}$	$N_{\mu I}$	$N_{\mu II}$	$N_{\mu III}$	$N_{s1-2}$	$N_{sI}$	$N_{sII}$	$N_{sIII}$
1 050	7300	10 000	10 350	9 400	9 400	9 400	9 400

Как видно, для данного варианта формирования поезда минимально необходимое количество циклов вычислений в соответствии с (3) составляет  $N_{\text{вых}} = 10\,350$ .

На рис. 2а, б представлены графики, иллюстрирующие приведенную методику применительно к сечению I соответственно для математического ожидания и дисперсии. Как видно, при малом количестве выполненных циклов расчета кривые 3, соответствующие границам доверительных интервалов, отстоят от кривой 1 (исследуемый момент распределения) и кривых 2 (величина максимального отклонения) на значительную величину. По мере увеличения числа циклов это отклонение сокращается, и после выполнения 7 300 циклов кривые 3 (см. рис. 2а), соответствующие границам доверительного интервала определения математического ожидания, пересекают кривые 2. При этом фиксируется значение  $N_\mu = 7300$  (см. табл. 1). Из рис. 2б видно, что при дальнейшем выполнении расчетов после выполнения 9 400 циклов происходит пересечение кривыми 3 (величины границ доверительного интервала определения дисперсии) кривых 2 (максимально допустимое отклонение). При этом фиксируется значение  $N_s = 9400$  (см. табл. 1).

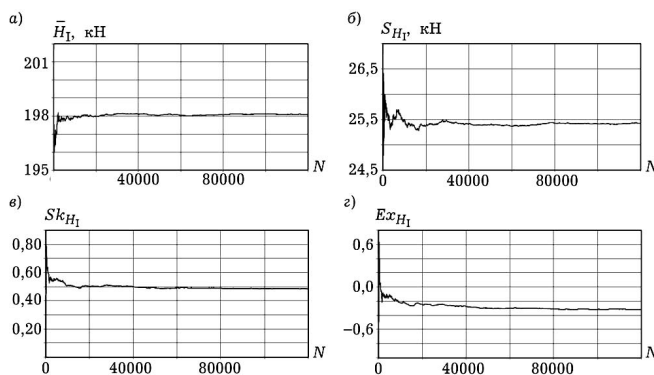
Кроме того, необходимо, чтобы величины рассматриваемых моментов распределения достигли установившихся значений. Выполнение этого условия можно контролировать по характеру изменения графиков зависимостей величин этих моментов от количества выполненных циклов моделирования (рис. 3). На рис. 3 представлены результаты расчетов для сечения I, расположенного в середине первой трети поезда. Из представленных здесь графиков, а также результатов расче-



**Рисунок 2. Графики зависимостей от количества выполненных расчетов:**

1 — вычисленного значения исследуемого момента распределения; 2 — границы доверительных интервалов, вычисленных по (1) и (2); 3 — границы допустимого отклонения доверительных интервалов от величин выборочных моментов; а — для математического ожидания, б — для дисперсии

тов, выполненных для других сечений поезда, видно, что величина выборочного среднего  $\bar{H}$  достигает установившегося значения после выполнения 40 000—80 000 циклов расчета (меньшие значения соответствуют сечениям, расположенным ближе к головной части поезда, большие — сечениям, расположенным ближе к хвостовой части). Величина выборочного среднеквадратического отклонения  $S_H$  достигает установившегося значения после выполнения примерно 20 000—100 000 циклов, причем наибольшее количество циклов требуется для сечений, расположенных ближе к головной части поезда.



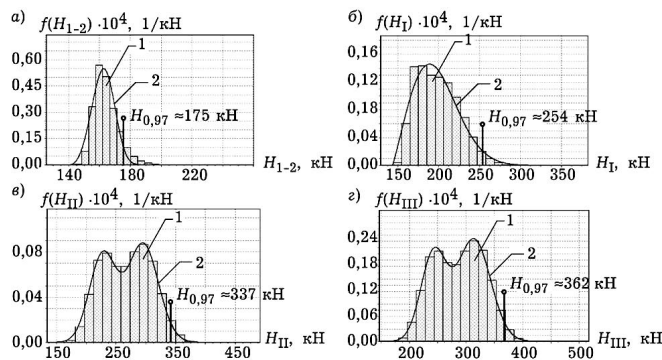
**Рисунок 3 — Зависимости изменения величин выборочных моментов распределения от количества выполненных циклов расчетов, сечение I:**

а — среднее  $\bar{H}$ ; б — среднеквадратическое отклонение  $S_H$ ; в — асимметрия  $Sk_H$ ; г — эксцесс  $Ex_H$

Величины третьего и четвертого выборочных моментов — асимметрии  $Sk_H$  и эксцесса  $Ex_H$  — достигают установившихся значений после выполнения примерно 40 000—120 000 циклов. Таким образом, при рассмотрении неоднородного поезда, сформированного по третьему варианту, для режима трогания с места необходимо выполнить 120 000 вариантов расчетов.

На рис. 4а—в представлены гистограммы (1) выборочных распределений величин наибольших продольных динамических сил для сечений 1—2, I, II и III. Как видно, полученные гистограммы являются асимметричными, причем для сечений 1—2 и I — унимодальными, а для сечений II и III — бимодальными.





**Рисунок 4** — Гистограммы распределения величин наибольших продольных сил (1); графики распределений, сглаживающих гистограмму (2) и величины квантилей распределения  $H_{0.97}$ . Третий вариант формирования поезда, сечение 1—2 — между локомотивом и первым вагоном (а), сечение I — в середине первой (б), сечение II — второй (в) и сечение III — последней (г) третьей поезда

Для учета имеющейся асимметрии полученных выборочных распределений, а также для ограничения слева области определения случайной величины в качестве теоретического закона, сглаживающего полученную выборку, примем трехпараметрический закон Вейбулла, если найденная по результатам обработки выборки гистограмма унимодальна, или сумму двух таких законов, если гистограмма бимодальна. Параметры такого закона (параметры сдвига, масштаба и формы) определяются величинами среднего значения, дисперсии и асимметрии статистического распределения  $f(H)$ . Выбор параметров закона распределения Вейбулла, а также проверку возможности сглаживания унимодальной выборки принятым теоретическим законом будем осуществлять в соответствии с методикой, приведенной в [9]. При этом в качестве параметра сдвига распределения, ввиду значительного объема обрабатываемой выборки, будем принимать минимальное выборочное значение.

Если выборочные распределения являются бимодальными, то плотность такого распределения  $f(x)$  будем представлять в виде суперпозиции двух унимодальных функций  $f_1(x)$  и  $f_2(x)$

$$f(x) = \beta_1 f_1(x) + \beta_2 f_2(x). \quad (4)$$

Здесь  $\beta_1$  и  $\beta_2$  — весовые коэффициенты, определяющие вклад функций  $f_1(x)$  и  $f_2(x)$  в результирующую функцию распределения  $f(x)$ . Таким образом, задача отыскания параметров функции  $f(x)$  сводится к задаче отыскания таких параметров функций  $f_1(x)$  и  $f_2(x)$ , чтобы полученная в соответствии с (4) функция  $f(x)$  удовлетворяла критерию проверки гипотезы о возможности сглаживания гистограммы при помощи закона распределения данного вида.

Параметры законов распределения плотности вероятности  $f_1(x)$  и  $f_2(x)$  должны выбираться таким образом, чтобы их моды  $M'_1$  и  $M'_2$  были равны модам сглаживаемой гистограммы. Для упрощения расчетов при описании графиков  $f_1(x)$  и  $f_2(x)$  в первом приближении целесообразно использовать закон распределения, кривая плотности которого симметрична и модальна, так как в этом случае мода совпадает с математическим ожиданием. В качестве закона, удовлетво-

ряющего этому условию, принимается закон Гаусса. После определения его параметров выполняется переход к закону Вейбулла [9].

При выполнении вычислений по (4) необходимо помнить, что для сохранения равенства

$$\int_{-\infty}^{+\infty} f'(x) dx = 1$$

необходимо соблюдение следующего соотношения между величинами весовых коэффициентов

$$\beta_1 + \beta_2 = 1. \quad (5)$$

Так как

$$\bar{x} = M'_1 = M_1 \text{ и } \bar{x} = M'_2 = M_2,$$

а также с учетом выражения (5) при известных величинах  $M_1$  и  $M_2$  необходимым является отыскание только значений дисперсии при использовании закона распределения Гаусса и весового коэффициента  $\beta_1$ . Значение  $\beta_2$  при этом определяется как  $1 - \beta_1$ .

Параметры  $M_1$  и  $M_2$  были определены на основе анализа гистограмм распределения. Для более точного определения их значений необходимо увеличить количество интервалов  $n_r$  гистограммы по сравнению с принимаемым по умолчанию и вычисляемым как

$$n_r = 1 + [3,332 \lg(n-1)], \quad (6)$$

где  $n$  — количество элементов в выборке.

Увеличение  $n_r$  проводится до тех пор, пока не начинают появляться незакономерные колебания высот разрядов гистограммы статистического распределения или если в крайние интервалы гистограммы попадает менее пяти значений случайной величины. Так, при вычислениях по (6) при  $m = 120\,000$  число разрядов гистограммы  $n_r = 17$ . При рассмотрении в дальнейшем примера использования данной методики для определения величин  $M_1$  и  $M_2$  значение  $n_r$  было увеличено до 49. После определения значений  $M_1$  и  $M_2$  производится определение дисперсии, а также величины  $\beta_1$ , для чего используется метод наименьших квадратов в сочетании с методом оптимизации Нелдера — Мида [9]. Затем для каждого из распределений, описываемых законом Гаусса, осуществляется переход к трехпараметрическому закону Вейбулла. В табл. 2 приведены результаты статистической обработки выборок, параметры законов распределения, сглаживающего гистограммы, а также вычисленные значения критерия согласия мощности  $n\omega^2$ . Величины последнего оказались существенно меньше критического значения  $n\omega_{кр}^2 = 0,347$ , что говорит о непротиворечии гипотезы о возможности сглаживания принятым законом распределения с найденными параметрами при заданном уровне значимости  $\alpha = 0,1$  [6].

Строки 1, 2, 5 и 6 табл. 2 соответствуют унимодальным распределениям, а строки 3, 4, 7 и 8 — бимодальным. Графики плотностей вероятности выбранных законов распределения с найденными параметрами приведены на рис. 4 (кривые 2). Как видно из рис. 4, полученные графики удовлетворительно сглаживают гистограммы.

Таблица 2 — Итоги обработки результатов моделирования и подбора параметров закона распределения для неоднородного поезда, сформированного по третьему варианту

№ п/п	Сечение	Результаты обработки выборки								
		$H_{\min}$ , кН	$H_{\max}$ , кН	$\bar{H}$ , кН	$s_H$ , кН	$Sk_H$	$Ex_H$			
1	1—2	139,4	214,1	164,3	8,0	0,985	1,630			
2	I	143,6	318,2	198,0	25,4	0,490	-0,299			
3	II	156,7	409,6	266,6	40,6	0,019	-0,886			
4	III	163,7	430,9	286,1	43,9	0,008	-0,883			
№		Параметры распределений						Критерий согласия		
		$\beta_1$	Сдвиг $z_{\min 1}$ , кН	Масштаб $q_1$	Форма $r_1$	$\beta_2$	Сдвиг $z_{\min 2}$ , кН		Масштаб $q_2$	Форма $r_2$
5	1—2	1,00	139,4	25544	3,66	—	—	—	—	0,021
6	I	1,00	143,6	61131	2,12	—	—	—	—	0,030
7	II	0,42	161,6	72814	3,434	0,58	214,4	89218	3,434	0,082
8	III	0,40	173,9	75852	3,434	0,60	225,9	99243	3,434	0,023

После выбора параметров закона распределения были выполнены оценки влияния разброса параметров поезда на величины продольных динамических сил в неоднородном поезде и сопоставление их величин с результатами расчета однородного поезда. Для сравнения сил, действующих в одних и тех же сечениях однородных и неоднородных поездов одинаковой массы, необходимо выбрать специальный критерий, характеризующий распределение этих сил. Этот критерий должен характеризовать уровень наибольших достигаемых в сечениях продольных сил, причем необходимо соблюсти условие того, что превышение этого уровня являлось бы событием достаточно маловероятным. В качестве такого критерия использовалась величина силы  $H_{0,97}$ , соответствующая квантилю уровня вероятности 0,97 найденного теоретического закона распределения величин наибольших сил, действующих в сечениях поезда. В этом случае вероятность превышения этими силами заданного уровня составляет 0,03, что является достаточно малой величиной. Величины квантилей статистического распределения также приведены на рис. 4.

После отыскания величины наибольшей продольной силы, действующей в рассматриваемом  $i$ -м сечении поезда и соответствующей квантилю принятого уровня вероятности  $H_{0,97}$ , необходимо найти величину  $\Delta H_{0,97}$  характеризующую относительное превышение величины наибольшей силы  $H_{0,97i}$  над величиной наибольшей продольной силы  $H_i$ , действующей в том же самом сечении однородного поезда,

$$\Delta H_{0,97} = \frac{H_{0,97i} - H_i}{H_i} \cdot 100\%. \tag{7}$$

В качестве исходных данных для сопоставления были приняты результаты, полученные при моделировании режима трогания с места однородного поезда, сформированного по первому варианту (результаты моделирования представлены на рис. 5). Как видно, величины наибольших продольных сил, действующих в однородном поезде, экспоненциально возрастают по мере приближения к хвостовой части поезда. В то же время их величины не превышают 270 кН.

Также были выполнены расчеты продольных сил  $F_i(t)$ ,  $F_{II}(t)$  и  $F_{III}(t)$ , возникающих в сечениях соответственно I, II и III такого же поезда с восьмиосным электровозом, оборудованным САУ, аналогичной серийно устанавливаемой на электровозах ВЛ85 (рис. 6). Как видно, наибольшие значения продольных сил в этом случае достигают 900 кН, что почти в 1,8 раза больше, чем сила тяги  $F_K(t)$ , реализуемая локомотивом, и в 3,2 раза больше, чем наибольшее значение продольных сил, действующих в однородном поезде при использовании модернизированной системы автоматического управления скоростью.

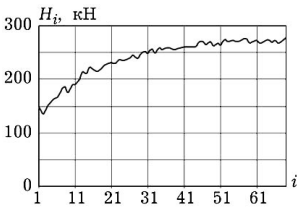


Рисунок 5 — Зависимость величин наибольших растягивающих сил в однородном поезде от номера сечения. Режим трогания с места, используется предлагаемая система автоматического управления скоростью

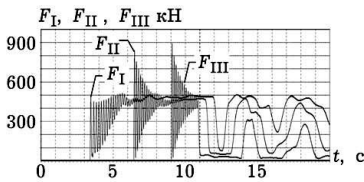


Рисунок 6 — Графики изменения величин силы тяги  $F_K(t)$  и продольных динамических сил  $F_i(t)$ ,  $F_{II}(t)$  и  $F_{III}(t)$  в однородном поезде при использовании системы автоматического управления скоростью, аналогичной системе управления электровоза ВЛ85

Результаты сопоставления данных, полученных при моделировании движения однородного поезда, сформированного по первому варианту, и неоднородного, сформированного по третьему варианту, представлены в табл. 3.

Таблица 3 — Результаты сопоставления результатов моделирования движения однородного и неоднородного поездов

Сечение	Однородный	Неоднородный		
	$H_i$ , кН	$\bar{H}_i$ , кН	$H_{0,97}$	$\Delta H_{0,97}$ , %
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
1—2	154,1	164,3	175	+13,6
I	204,5	198,0	254	+24,2
II	280,2	266,6	337	+20,3
III	291,4	286,1	362	+24,4

Данные, приведенные в столбце (2) этой таблицы, соответствуют максимальным значениям детерминированных процессов изменения продольных динамических сил в однородном поезде, которые являются неслучайной величиной.

Как видно из табл. 3, величины выборочных средних значений  $\bar{H}_i$  наибольших продольных динамических сил, действующих в сечениях I, II и III неоднородного поезда (столбец 3), несколько меньше значений наибольших сил  $H_i$  (столбец 2), действующих в аналогичных сечениях однородного поезда. В то же время в сечении 1—2 величина  $\bar{H}_i$  незначительно превышает  $H_i$ . Превышение сил  $H_{0,97}$ , соответствующих квантилю распределения с уровнем вероятности 0,97 (столбец 5), над силами, действующими в однородном поезде (столбец 2), в сечениях 1—2, I, II и III составляет 13,6; 24,2; 20,3 и 24,4% соответственно. Однако наибольшее из этих значений в 2,76 раза меньше величины максимально допустимой продольной силы.

В поезде, сформированном по второму варианту, наблюдается существенно меньшее превышение продольных динамических сил, действующих в неоднородном поезде, по сравнению с силами, действующими в однородном поезде (не более 15%), что вызвано иным способом формирования.

Таким образом, несмотря на то что наибольшие значения продольных динамических сил, действующих в неоднородном поезде, больше, чем в однородном, при использовании выбранной системы автоматического управления скоростью их значения существенно меньше, чем максимально допустимые величины этих сил [1]. Также они существенно меньше, чем при использовании серийной системы автоматического управления скоростью.

## Литература

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М.: ГосНИИВ—ВНИИЖТ, 1996.
2. Баранов Л.А., Савоськин А.Н., Пудовиков О.Е. Выбор критериев оценки качества регулирования скорости движения грузового поезда // Мир транспорта. 2009. № 4. С. 50—56.
3. Савоськин А.Н., Пудовиков О.Е. Новая структура регулятора скорости для грузовых локомотивов // Известия Петербургского университета путей сообщения, 2007. Вып. 2. С. 84—90.
4. Блохин Е.П., Манашкин Л.А. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания). М.: Транспорт, 1982. 222 с.
5. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1984. 312 с.
6. Прочность и безотказность подвижного состава / А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак, А.П. Матвеевичев и др.; под общей ред. А.Н. Савоськина. М.: Машиностроение, 1990. 288 с.
7. Гумбель Э. Статистика экстремальных значений. М.: Мир, 1965. 450 с.
8. Фомин Я.А. Теория выбросов случайных процессов. М.: Связь, 1980. 216 с.
9. Савоськин А.Н., Пудовиков О.Е. Моделирование параметров неоднородного грузового поезда // Мир транспорта. 2010. № 1.
10. Хан Г., Шапиро С. Статистические модели в инженерных задачах. М.: Мир, 1969. 397 с.

## References

1. Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamokhodnykh). M.: GosNIIV—VNIIZHT, 1996.
2. Baranov L.A., Savoskin A.N., Pudovikov O.E. Vybory kriteriev otsenki kachestva regulirovaniya skorosti dvizheniya gruzovogo poezda // Mir transporta. 2009. № 4. S. 50—56.
3. Savoskin A.N., Pudovikov O.E. Novaya struktura regulatora skorosti dlya gruzovykh lokomotivov izvestiya Peterburgskogo universiteta putej soobshcheniya, 2007. Vyp. 2. S. 84—90.
4. Blokhin E.P., Manashkin L.A. Dinamika poezda nestatsionarnye prodolnye kolebaniya. M.: Transport, 1982. 222 s.
5. Bolotin V.V. Prognozirovanie resursa mashin i konstruksij. M.: Mashinostroyeniye, 1984. 312 s.
6. Prochnost i bezotkaznost podvizhnogo sostava/ A.N. Savoskin, G.P. Burchak, A.P. Matveevichev i dr.; pod obshchej red. A.N. Savoskina. M.: Mashinostroyeniye, 1990. 288 s.
7. Gumbel E. Statistika ekstremalnykh znachenij. M.: Mir, 1965. 450 s.
8. Fomin Ya.A. Teoriya vybrosov sluchajnykh protsessov. M.: Svyaz, 1980. 216 s.
9. Savoskin A.N., Pudovikov O.E. Modelirovaniye parametrov neodnorodnogo gruzovogo poezda // Mir transporta. 2010. № 1.
10. Khan G., Shapiro S. Statisticheskie modeli v inzhenernykh zadachakh. M.: Mir, 1969. 397 s.

УДК 629.421.1

Александр Петрович Буйносов, канд. техн. наук (УрГУПС, Екатеринбург)

## ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ОСТАТОЧНОГО ПРОКАТА БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ЭЛЕКТРОВОЗОВ ВЛ11

Alexandr P. Buinosov, PhD (USURT, Ekaterinburg)

### Choice of optimum residual rolled metal of wheel pairs' tires of electric locomotives VL11

#### Аннотация

В статье изложены результаты экспериментальных исследований выбора оптимального остаточного проката бандажей исходя из критерия максимального ресурса до смены колесных пар электровозов. Показано, что целесообразно изменить технологию обточки колесных пар, оставляя при этом прокат 0,5 мм. Причем прогнозируемый ресурс до смены бандажей увеличен на 32%, что позволяет эксплуатировать электровозы ВЛ11 в локомотивном депо Свердловск-Сортировочный до ремонта КР-1 и не производить замену бандажей колесных пар на ТР-3. Количество обточек существенно возрастает: с 5 (полностью восстановленный профиль) до 6-7 (остаточный прокат 0,5 мм).

**Ключевые слова:** электровоз, колесная пара, бандаж, износ, контролируемые параметры, обточка, остаточный прокат, ресурс.

#### Annotation

In article results of experimental researches of a choice of optimum residual hire of bandages proceeding from criterion of the maximum resource before change of wheel pairs electric locomotives are stated. The technology of turning of wheel pairs is changed, leaving thus hire of 0,5 mm, thus predicted resource before change of bandages is increased by 32% and allows to maintain electric locomotives VL11 in locomotive depot Sverdlovsk-sorting before repair КР-1 and not to make replacement of bandages of wheel pairs on ТР-3. Thus the quantity of turnings essentially increases: with 5 (completely restored profile) to 6-7 (residual hire of 0,5 mm).

**Key words:** the electric locomotive, wheel pair, a bandage, deterioration, controllable parameters, turning, residual hire, a resource.

Для сети железных дорог характерен повышенный износ колес, бандажей и рельсов. Интенсивность износа колес и рельсов возросла в середине 1970-х гг. и достигла наибольших размеров к началу 90-х. В этот период на железнодорожном транспорте существенно изменились условия эксплуатации. Завершилась перешивка колеи с 1524 мм на прямых участках на колею 1520 мм, изменились нормы уширения колеи в кривых. На главных путях были уложены объемно-закаленные рельсы тяжелых типов повышенной твердости, а твердость колесной стали практически не изменилась. Был завершен переход на подшипники качения вместо подшипников скольжения, требующих постоянной смазки в буксах. Произошло увеличение статической нагрузки на ось, а также увеличение массы и длины поезда. Начали внедряться композиционные тормозные колодки вместо чугунных. В больших масштабах деревянные шпалы заменялись на железобетонные, при этом повысилась жесткость пути. Произошло ухудшение состояния пути и подвижного состава [1, 2].

Если раньше барьерными местами были горные перевальные участки с затяжными подъемами и спусками, то в настоящее время износ рельсов и колесных пар стал распространенным явлением по всей сети, в том числе и на равнинной части.

Для снижения интенсивности износа гребней колесных пар подвижного состава и рельсов необходимы новые научные исследования и решения. И в первую очередь разработка комплекса мероприятий, позволяющих исходя из конкретных условий эксплуатации определить и устранить причины износа колеса и рельса.

Установить долю влияния каждой причины износа нельзя, так как преобладающее значение той или иной в их сумме изменяется во времени их участия. Только постоянное наблюдение, анализ технического состояния локомотивов и пути может выявить причины и снизить их влияние на износ [2].

Анализ опубликованных работ показывает, что однозначной зависимости между износом и твердостью колес и рельсов не существует, так как при различных условиях трения существенно изменяется механизм истирания и соответственно интенсивность износа [3].

Тем не менее можно утверждать, что с повышением твердости увеличивается сопротивление материала пластической деформации, снижается образование возможных участков



схватывания и, следовательно, повышается износостойкость бандажей колесных пар [4, 5].

При установлении оптимальных свойств сопряженных деталей «бандаж — рельс» решение задачи сводится к поиску методов, которые обеспечивают минимальную остаточную деформацию, не нарушая нормального режима работы бандажа, и исключают возникновение усталостных разрушений [6, 7].

По результатам исследований таким методом является частичная обточка бандажей, когда профиль поверхности катания бандажа полностью не восстанавливают, а оставляют некоторый (остаточный) прокат, обеспечивающий наименьший износ и соответственно максимальный ресурс до смены бандажей [2].

Для определения оптимальной величины остаточного проката в локомотивном депо Свердловск-Сортировочный велись наблюдения за 54 электровозами ВЛ11, которые были разделены по сериям на четыре группы: группа 1 — 9 электровозов, колесные пары которых обтачивались с полным восстановлением профиля (без остаточного проката); группа 2 — 8 электровозов с восстановлением профиля при остаточном прокате 0,5 мм; группа 3 — 5 электровозов с прокатом 1 мм; группа 4 — 5 электровозов с прокатом после обточки 2 мм. Все бандажи обтачивались по новому профилю (ГОСТ 11018-2000, черт. 2).

Зависимости величины проката и изменения толщины бандажей от пробега определяли с помощью методов регрессионного анализа, который позволил выявить основные закономерности износа. Эти зависимости были аппроксимированы линейными функциями  $y = a + bL$ , где  $y$  — значение контролируемого параметра (прокат, толщина бандажей);  $a$  — интенсивность нарастания проката, уменьшение толщины бандажей;  $b$  — величина остаточного проката, толщина бандажа на начало рассмотрения;  $L$  — пробег. Результаты расчетов для электровозов ВЛ11 сведены в табл. 1.

**Таблица 1 — Коэффициенты уравнений регрессии проката и толщины бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 с различным остаточным прокатом**

Контролируемый параметр	Величина остаточного проката	Зависимость	Объем выборки $N$	Коэффициенты уравнения регрессии $y = a + bL$		Коэффициент корреляции $r$	Остаточная дисперсия $S_0^2, \text{мм}^2$
				$a, \text{мм}/10^4 \text{ км}$	$b, \text{мм}$		
Прокат	0	$M_y(L)$	946	0,471	0,008	0,945	0,027
		$\sigma_y(L)$		0,091	0,331	0,913	0,022
	0,5	$M_y(L)$	640	0,443	0,503	0,993	0,013
		$\sigma_y(L)$		0,060	0,314	0,897	0,045
	1,0	$M_y(L)$	400	0,480	1,117	0,923	0,066
		$\sigma_y(L)$		0,010	0,120	0,890	0,112
	2,0	$M_y(L)$	400	0,492	1,818	0,894	0,097
		$\sigma_y(L)$		0,043	0,311	0,926	0,003
Толщина бандажа	0	$M_y(L)$	946	-0,677	86,253	-0,991	0,295
		$\sigma_y(L)$		0,066	0,468	0,968	0,018
	0,5	$M_y(L)$	640	-0,451	86,591	-0,985	0,453
		$\sigma_y(L)$		0,065	0,802	0,920	0,218
	1,0	$M_y(L)$	400	-0,488	86,882	-0,964	0,115
		$\sigma_y(L)$		0,070	0,846	0,885	0,192
	2,0	$M_y(L)$	400	-0,490	86,709	-0,954	0,984
		$\sigma_y(L)$		0,105	0,698	0,776	1,150

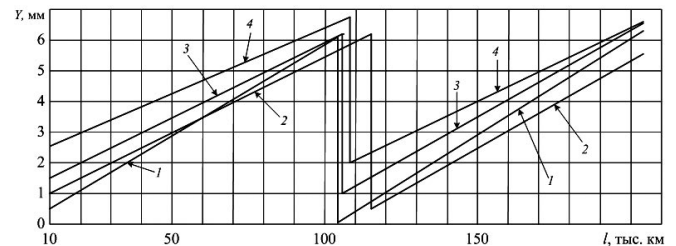
Полученные угловые коэффициенты уравнений регрессии контролируемых параметров при разных величинах остаточного проката отличны друг от друга. Методы сравнения уравнений регрессии позволили установить, что эти отличия существенны и не носят случайного характера [2]. Следовательно, величина остаточного проката сильно влияет на интенсивность износа бандажей колесных пар. Первоначальный интенсивный износ полосы катания полностью обточенного бандажа (отсутствие остаточного проката) можно объяснить воздействием твердой поверхности рельса на неупрочненный бандаж, так как в начальный момент эксплуатации твердость поверхности рельса на 35—40% превышает твердость бандажа [3].

При остаточном прокате 0,5 мм интенсивность нарастания проката (коэффициент  $a$ ) уменьшается и наступает его стабилизация. В этом случае наблюдаются минимальная остаточная деформация, упрочнение поверхности катания бандажа, увеличивается сопротивление материала пластической деформации. При увеличении остаточного проката до 2 мм интенсивность нарастания проката увеличивается до  $0,492 \text{ мм}/10^4 \text{ км}$  пробега. Это объясняется влиянием большой остаточной деформации, которая ведет к отслаиванию металла с поверхности катания, проскальзыванию колеса по рельсу.

Значения коэффициентов корреляции между зависимостями от пробега среднего значения проката и толщины бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 с разным остаточным прокатом представлены в табл. 2. Из нее видно, что значения всех коэффициентов корреляции близки к единице (0,886—0,990), а остаточные дисперсии, характеризующие разброс эмпирических точек около линейной регрессии, на порядок меньше дисперсий соответствующих контролируемых параметров.

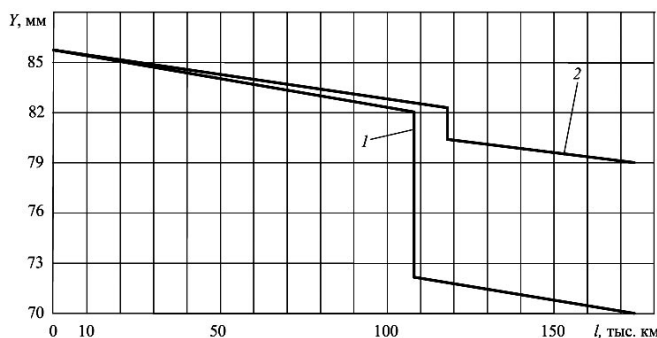
Это свидетельствует об адекватности линейной аппроксимации, т. е. о достаточно тесной связи контролируемых параметров с величиной пробега [4]. При помощи полученных зависимостей можно спрогнозировать износ бандажей и определить их ресурс [8].

Для прогнозирования процесса изнашивания и определения ресурса бандажей колесных пар с различным остаточным прокатом полученные зависимости экстраполировались в область больших значений пробега, предполагалось, что характер этих зависимостей не изменится, т. е. изнашивание бандажей остается в пределах нормальной эксплуатации (рис. 1 и 2).



**Рисунок 1 — Зависимости среднего значения проката бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 от пробега: 1, 2, 3, 4 — зависимости для соответствующих групп электровозов с остаточным прокатом 0; 0,5; 1,0; 2,0 мм соответственно**

Результаты расчетов по прогнозированию ресурса бандажей сводим в табл. 2, определяем зависимости от величины остаточного проката ресурса бандажей до смены для электровозов ВЛ11 (рис. 3).

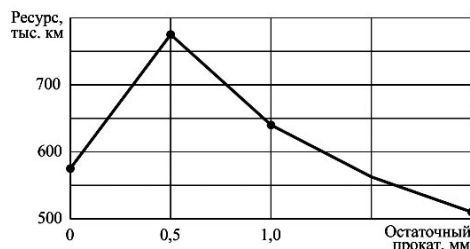


**Рисунок 2 — Уменьшение толщины бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 при обточке без остаточного проката 1 и с остаточным прокатом 2**

**Таблица 2 — Ресурс бандажей электровозов ВЛ11 с различным остаточным прокатом**

Величина остаточного проката	90%-й ресурс бандажей, тыс. км	
	Обточка по предельному прокату	Смена по минимальной толщине
	ВЛ11	ВЛ11
0	115	578
0,5	124	762
1,0	119	639
2,0	105	516

Как видно из табл. 2, прогнозируемый ресурс до смены бандажей при остаточном прокате 0,5 мм — максимальный и равен 762 тыс. км, т. е. увеличен на 32%. Количество обточек существенно возрастает: с 5 (полностью восстановленный профиль) до 6-7 (остаточный прокат 0,5 мм).



**Рисунок 3 — Зависимость ресурса бандажей до смены от величины остаточного проката для электровозов ВЛ11**

Поэтому целесообразно изменить технологию обточки бандажей колесных пар, оставляя при этом прокат 0,5 мм. Прокат 0,5 мм достигается такой глубиной резания, при которой на поверхности катания остается полоса (площадка) накатанного металла шириной до 20 мм. Через нее передаются как вертикальные, так и горизонтальные нагрузки.

Площадка отличается тем, что она имеет большие размеры и расположена под углом примерно 35—40° к оси (площадка контакта на гребне расположена под углом 65°). Скольжение при таком контакте значительно уменьшается. Меньше становятся и удельные давления, а следовательно, и износ. При таких условиях обточки технологический износ минимальный и ресурс бандажа до списания определяется только его естественным износом. Изменение технологии обточки бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 позволит эксплуатировать электровозы в локомотивном депо Свердловск-Сортировочный до ремонта КР-1 и не производить замену бандажей колесных пар на ТР-3.

Величина остаточного проката 0,5 мм, установленная для электровозов локомотивного депо Свердловск-Сортировочный, в других условиях может отличаться, однако аналогичные исследования позволяют установить оптимальную величину остаточного проката для локомотивов любых серий, эксплуатируемых на разных железных дорогах.

## Литература

1. Горский А.В., Буйнов А.П., Волков М.А. Использование ресурса бандажей колесных пар электровозов // Железнодорожный транспорт. 1991. № 1. С. 34—35.
2. Буйнов А.П. Основные причины интенсивного износа бандажей колесных пар подвижного состава и методы их устранения. Екатеринбург: Изд-во УрГУПС, 2009. 224 с.
3. Буйнов А.П., Худояров Д.Л. Влияние упрочнения на ресурс бандажей колесных пар // Транспорт Урала. 2010. № 1. С. 63—68.
4. Буйнов А.П., Клинский В.С. Об износе бандажей электровозов ЧС2 и ЧС7 // Железнодорожный транспорт. 1992. № 5. С. 45—46.
5. Буйнов А.П. Износ бандажей и рельсов: причины и возможности сокращения // Железнодорожный транспорт. 1994. № 10. С. 39—41.
6. Буйнов А.П. Важный фактор уменьшения износа колес и рельсов // А.П. Буйнов, С.А. Дибров // Железнодорожный транспорт. 1995. № 6. С. 39.
7. Буйнов А.П. Взаимодействие колеса и рельса // Путь и путевое хозяйство. 1999. № 5. С. 22—25.
8. Буйнов А.П. Определение допустимой разности диаметров бандажей колесных пар тягового подвижного состава // Транспорт Урала. 2009. № 4. С. 53—54.

## References

1. Gorskiy A.V., Bujnov A.P., Volkov M.A. Ispolzovanie resursa bandazhej kolesnykh par elektrovozov // Zhelezнодороzhnyj transport. 1991. № 1. С. 34—35.
2. Bujnov A.P. Osnovnye prichiny intensivnogo iznosa bandazhej kolesnykh par podvizhnogo sostava i metody ikh ustraneniya. Ekaterinburg : Izd-vo URGUPS, 2009. 224 s.
3. Bujnov A.P., Khudoyarov D.L. Vliyanie uprochneniya na resurs bandazhej kolesnykh par // Transport Urala. 2010. № 1. С. 63—68.
4. Bujnov A.P., Klinskiy V.S. Ob iznose bandazhej elektrovozov ChS2 i ChS7 // Zhelezнодороzhnyj transport. 1992. № 5. С. 45—46.
5. Bujnov A.P. Iznos bandazhej i relsov : prichiny i vozmozhnosti sokracsheniya // Zhelezнодороzhnyj transport. 1994. № 10. С. 39—41.
6. Bujnov A.P. Vazhnyy faktor umensheniya iznosa koles i relsov // A.P. Bujnov, S.A. Dibrov // Zhelezнодороzhnyj transport. 1995. № 6. С. 39.
7. Bujnov A.P. Vzaimodejstvie kolesa i relsa // Put i putevye hozyajstvo. 1999. № 5. С. 22—25.
8. Bujnov A.P. Opredelenie dopustimoy raznosti diametrov bandazhej kolesnykh par tyagovogo podvizhnogo sostava // Transport Urala. 2009. № 4. С. 53—54.

УДК 621.791

Александр Петрович Буйносов, канд. техн. наук (УрГУПС, Екатеринбург),  
Александр Алфеевич Воробьев, канд. техн. наук (ПГУПС, Санкт-Петербург)

## АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ РАЗНОСТИ ДИАМЕТРОВ КОЛЕСНЫХ ПАР ПО КРУГУ КАТАНИЯ НА ЭКОНОМИЧЕСКУЮ РЕАЛИЗАЦИЮ ИХ РЕСУРСА

Alexandr P. Buinosov, PhD (USURT, Ekaterinburg),  
Alexandr A. Vorobiev, PhD (PSURT, St. Petersburg)

### The analysis of wheelpairs' diameters difference influence by rolling circle on resource economic realization

#### Аннотация

Разработан метод расчета влияния разности диаметров бандажных колесных пар. Определена допустимая разность в диаметрах бандажей колесной пары тягового подвижного состава в эксплуатации для различных депо и серий локомотивов. Представлен анализ влияния разности диаметров колесных пар по кругу катания на экономическую реализацию их ресурса. Показано, что при эксплуатации бандажей колесных пар необходимо руководствоваться рассчитанными значениями и не допускать выхода разности диаметров за предельные значения, так как в противном случае межремонтный период будет лимитировать износ гребня, вследствие чего увеличатся расходы на ремонт и уменьшится пробег до обточки.

**Ключевые слова:** круг катания, разность диаметров, колесная пара, тяговый подвижной состав, депо, локомотив, ресурс, эксплуатация, предельные значения, ремонт, износ, гребень.

#### Annotation

There is developed the method of wheelpairs' diameters difference influence. There is detected permissible difference in wheelpairs' tyres diameters difference of traction rolling stock at operation for different depots and locomotives series. There is presented the analysis of wheelpairs' diameters difference influence by rolling circle on resource economic realization. It is shown that during wheelpairs' tyres operation it is necessary to follow calculated values and don't allow diameters difference exceed of extreme values. Otherwise overhaul period will limit flange wear that lead to repair costs increase and reduce the run till turning.

**Key words:** rolling circle, diameters difference, wheelpair, traction rolling stock, depot, locomotive, resource, operation, extreme values, repair, wear, flange.

Неравенство диаметров кругов катания отдельных колесных пар оказывает существенное влияние на перераспределение тягового усилия и коэффициента сцепления по колесным парам группового тягового привода.

На основании проведенных авторами исследований 1 400 колесных пар в дорожно-колесных мастерских Свердловской железной дороги установлено, что 76,3% колесных пар поступает в ремонт из-за наличия различных дефектов (ползунов, ослабления бандажей, подреза гребней, превышения допустимой разности диаметров и др.), не достигнув предельного износа (рис. 1).

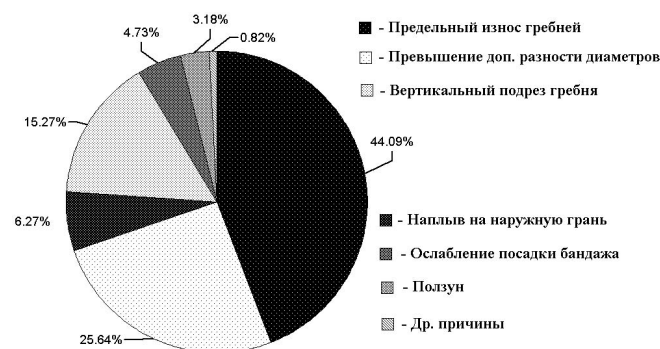


Рисунок 1 — Распределение дефектов бандажей колесных пар электровозов

Основным фактором, влияющим на интенсивный износ гребней колесных пар, является их проскальзывание относительно рельса в результате всползания и соскальзывания. Под всползанием понимается вертикальное перемещение колеса относительно рельса, возникающее в результате набегания гребня на головку рельса, а под соскальзыванием — аналогичное перемещение под воздействием сил от массы экипажа [1].

При наличии всползания колесная пара переходит в режим одноточечного касания с рельсом, с точкой контакта, приходящейся на гребень. Наличие непрерывного процесса всползания — соскальзывания является одной из основных

причин интенсивного износа гребней колесных пар локомотивов и рельсов [2].

При движении локомотива в режиме тяги скольжение бандажа с большим диаметром протекает более интенсивно, чем бандажа с меньшим диаметром. При торможении — наоборот. Поэтому разность в диаметрах бандажей колесной пары в эксплуатации постоянно меняется, а значит, изменяется и интенсивность износа.

С увеличением скорости движения величина перераспределения тягового усилия по колесным парам возрастает настолько, что колесная пара с меньшим диаметром бандажей может иметь отрицательное значение силы тяги, т. е. может перейти в режим торможения, а нагрузка большей колесной пары значительно превышает расчетную.

Увеличение разности диаметров колесных пар ведет к пропорциональному увеличению разности вращающих моментов по колесным парам группового тягового привода, что существенно снижает его надежность и долговечность в эксплуатации. Опыт локомотивного депо Рыбное показал, что интенсивность изнашивания бандажей колесных пар можно значительно уменьшить путем подбора колесных пар в соответствии с соотношениями их диаметров и электромеханическими характеристиками тяговых двигателей локомотивов. При этом существенно увеличивается использование мощности электровозов и уменьшается неравномерность нагружения ТЭД.

Основополагающим фактором, влияющим на ресурс бандажей колесных пар, является состояние гребня: чем больше его износ, тем соответственно большую стружку приходится снимать по кругу катания колеса, и наоборот, при полномерном гребне и наличии проката совершенно нет необходимости в дополнительном съеме металла с поверхности катания [3—5].

Выделить среди рассматриваемых контролируемых параметров (прокат, толщина гребня) тот, который наилучшим образом отражает зависимость изнашивания бандажей от разности диаметров, можно методом множественного корреляционного анализа. При этом разность диаметров бандажей колесной пары рассмотрена как функция двух аргументов (1)

$$y = f(x_1; x_2), \quad (1)$$

где  $y$  — разность диаметров бандажей колесной пары;

$x_1$  — прокат бандажей;

$x_2$  — изменение толщины гребня.

Их реализации будут соответственно  $x_{1i}, x_{2i}, y_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ), если  $n$  — объем выборки.

Если случайная величина  $Y$  для любой фиксированной пары значений  $(x_1; x_2)$  распределяется по нормальному закону, то ее можно описать математическим ожиданием и дисперсией  $\sigma^2$

$$Y = a + \sigma_1 \cdot x_1 + \sigma_2 \cdot x_2. \quad (2)$$

По методу наименьших квадратов получаем подходящие оценки  $\tilde{a}, \tilde{\sigma}_1, \tilde{\sigma}_2$  для коэффициентов  $a, \sigma_1, \sigma_2$ , исходя из требования

$$\sum_{i=1}^n [y_i - (a + b_1 \cdot x_{1i} + b_2 \cdot x_{2i})]^2 = \min. \quad (3)$$

Приравняв к нулю частные производные, по  $a, b_1, b_2$  полу-

чим систему линейных уравнений для определения  $\tilde{a}, \tilde{b}_1, \tilde{b}_2$ . Коэффициенты  $\tilde{b}_1$  и  $\tilde{b}_2$  являются частными коэффициентами регрессии. Выражение имеет смысл лишь в определенной области изменения значений  $x_1$  и  $x_2$ . В общем случае можно определить остаточную дисперсию, т. е. дисперсию  $y_i$  относительно плоскости регрессии, в виде

$$S_0^2 = \frac{1}{n-k} \cdot \sum_{i=1}^n (y_i - \tilde{y}_i)^2. \quad (4)$$

Здесь  $k = 3$  — число наблюдаемых в одном элементе признаков. При расчете  $S_0^2$  используется соотношение

$$\sum_{i=1}^n (y_i - \tilde{y}_i)^2 = S(y^2) - \tilde{b}_1 \cdot S(x_1 \cdot y) - \tilde{b}_2 \cdot S(x_2 \cdot y). \quad (5)$$

Расчет уравнений множественной регрессии разности диаметров бандажей колесной пары в зависимости от рассматриваемых контролируемых параметров осуществлен по принципу последовательных включений: сначала определяли зависимость от одного контролируемого параметра, затем — от двух. Существенность отличия от нуля этой доли дисперсии разности диаметров бандажей, обусловленной контролируемым параметром, включенным на следующем шаге, проверяли при помощи  $F$ -критерия.

По методике, разработанной авторами, можно в более общем случае подвергнуть коэффициенты регрессии статистической проверке, которая позволит решить, зависит ли и как зависит случайная величина от двух других случайных величин  $X_1$  и  $X_2$  [1].

Анализ уравнений множественной регрессии контролируемых параметров, построенных с использованием принципа последовательных включений рассматриваемых контролируемых параметров (прокат, толщина гребня) в качестве независимых переменных, показал, что разность диаметров бандажей колесной пары электровозов в рассматриваемых депо зависит от обоих контролируемых параметров в одинаковой степени, т. е.  $y = f(x_1; x_2)$ .

Для определения предельных отклонений разности диаметров и в зависимости от этого интенсивности износа гребней бандажей колесных пар в локомотивных депо Рыбное и Москва-Пассажирская-Курская Московской железной дороги, Пермь-Сортировочная, Свердловск-Сортировочный и Свердловск-Пассажирский Свердловской железной дороги, Мурманск Октябрьской железной дороги, Курган Южно-Уральской железной дороги в течение 1996—2009 гг. велась наблюдения за колесными парами электровозов серии ВЛ10, ВЛ11, ЧС2, ЧС2<sup>Т</sup> и ЧС7.

Наилучшие уравнения регрессии получены в случае, когда в качестве независимых переменных для разности диаметров бандажей колесной пары электровозов ЧС2, ЧС2<sup>Т</sup>, ЧС7, ВЛ10 и ВЛ11 взяты величины проката и износа гребня. Поэтому для определения зависимостей рассматриваемых контролируемых параметров бандажей колесных пар электровозов в локомотивных депо Свердловск-Сортировочный, Свердловск-Пассажирский, Рыбное, Курган, Мурманск, Москва-Пассажирская-Курская и Пермь-Сортировочная в качестве аргумента использованы оба из рассматриваемых контролируемых параметров — прокат и толщина гребня (табл. 1).



**Таблица 1 — Параметры уравнений регрессии и значения предельной разности диаметров бандажей колесной пары тягового подвижного состава**

Локомотивное депо, серия локомотива	$X_{1 \text{ доп.}}$ мм	$X_{2 \text{ доп.}}$ мм	$Y_{\text{доп.}} = \Delta D_{\text{доп.}}$ мм	Коэффициенты уравнения $\Delta D = a \cdot L + \epsilon$	
				$a$ , мм/10 <sup>3</sup> км	$\epsilon$ , мм
Свердловск-Сортировочный, ВЛ11	7,0	5,0	1,70	0,006	0,509
Свердловск-Пассажирский, ЧС2	5,0	5,0	3,15	0,005	1,682
Свердловск-Пассажирский, ЧС7	5,0	5,0	0,87	0,002	1,146
Рыбное, ВЛ10	7,0	5,0	2,00	0,008	0,678
Курган, ВЛ10	7,0	5,0	2,28	0,015	4,958
Мурманск, ЧС2Т	5,0	5,0	1,60	0,011	0,458
Москва-Пассажирская-Курская, ЧС2	5,0	5,0	2,35	0,006	1,723
Москва-Пассажирская-Курская, ЧС7	5,0	5,0	0,02	0,007	1,744

Для оценки предельно допустимой разницы в диаметрах бандажей колесной пары электропоездов необходимо использовать два контролируемых параметра. Для определения  $y_{\text{доп.}} = \Delta D_{\text{доп.}}$  следует исходя из допусков на параметры  $x_1$  и  $x_2$  найти значение того контролируемого параметра, который раньше достигает предельно допустимой величины, и для этого параметра найти значение другого, используя при этом уравнения табл. 1. Подставив полученные величины  $x_1$  и  $x_2$  в уравнения для  $y = f(x_1; x_2)$ , можно получить предельно допустимую разность диаметров бандажей одной колесной пары во время эксплуатации (табл. 2).

**Таблица 2 — Параметры уравнений регрессии и значения предельной разности диаметров бандажей колесной пары**

Локомотивное депо	Серия электропоезда	Допустимое значение $x_{1 \text{ доп.}}$ , мм	Допустимое значение $x_{2 \text{ доп.}}$ , мм	Предельно допустимая величина $y_{\text{доп.}} = \Delta D_{\text{доп.}}$ , мм
Свердловск-Сортировочный	ВЛ11	7,0	5,0	1,700
Свердловск-Пассажирский	ЧС2	5,0	5,0	3,150
	ЧС7	5,0	5,0	0,070
Рыбное	ВЛ10	7,0	5,0	2,000
Курган	ВЛ10	7,0	5,0	2,280
Мурманск	ЧС2Т	5,0	5,0	1,600
Москва-Пассажирская-Курская	ЧС2	5,0	5,0	2,350
	ЧС7	5,0	5,0	0,020

Полученные значения  $\Delta D_{\text{доп.}}$  различные для электропоездов ЧС2, ЧС2Т, ЧС7, ВЛ8, ВЛ10, ВЛ11 в разных локомотивных депо, объясняются различной конструкцией механической части электропоезда, различными условиями эксплуатации и другими причинами [1].

Кроме того, в процессе эксплуатации измерялись два контролируемых параметра — толщина гребня и бандажа.

Разница диаметров бандажей колесной пары определялась как сумма разности толщины бандажей и диаметров колесных центров, установленная из паспортных данных на колесные пары.

Чтобы выявить зависимости уменьшения толщины гребня от пробега для различных величин разности диаметров бандажей  $\Delta D$ , полученный статистический материал был расчленен на группы, соответствующие изменению разницы диаметров бандажей. Если при обточке колесных пар без выкатки на колесно-токарном станке КЖ-20 разность диаметров бандажей равна нулю и в процессе эксплуатации не изменялась, то изменение толщины гребня при фиксированных значениях пробега  $L$  для  $\Delta D = 0$  относили к первой группе. При изменении разности диаметров бандажей после обточки в процессе эксплуатации изменение толщины гребня относили к той или иной группе, в зависимости от конечной разницы диаметров бандажей. В случае если при обточке бандажей разность их диаметров на одной колесной паре была отличной от нуля, этот статистический материал был отнесен к той или иной группе в зависимости от полученного изменения разности диаметров бандажей, причем пробег при начальной  $\Delta D$  был принят равным нулю, а изменение толщины гребня рассчитывалось как разница между начальным и конечным значениями при фиксированных значениях пробега  $L$ .

Построение эмпирических регрессий в виде полей корреляций для каждой из групп уменьшения толщины гребня от пробега и их анализ показали, что рассматриваемые эмпирические зависимости при фиксированной разности в диаметрах бандажей могут быть аппроксимированы линейными функциями вида  $y_i = a_i \cdot L + \epsilon$  (где  $y_i$  — значение уменьшения толщины гребня при фиксированном значении  $\Delta D$ ,  $\epsilon$  — начальное значение износа гребня для каждого  $\Delta D$ ). Значения угловых коэффициентов  $a_i$  определяют интенсивность износа гребней.

В первом приближении функцию интенсивности износа гребня можно представить в виде двух линейных отрезков, каждый из которых соответствует одному из двух характерных периодов — периоду нормальной эксплуатации и периоду интенсивного износа гребней:

$$\begin{cases} a_1(\Delta D) = A_1 \cdot \Delta D + B_1, & \Delta D \leq \Delta D_1 \\ a_2(\Delta D) = A_2 \cdot (\Delta D - \Delta D_1) + B_2, & \Delta D_1 \leq \Delta D. \end{cases} \quad (6)$$

В выражения  $a(\Delta D)$  входят пять коэффициентов  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $\Delta D_1$ ,  $B_1$ ,  $B_2$ , которые определяют по имеющейся экспериментальной зависимости  $a'(\Delta D)$ . Однако часть этих коэффициентов являются избыточными, так как условию непрерывности функции  $a(\Delta D)$  следует граничное равенство  $a_1(\Delta D_1) = a_2(\Delta D_1)$ , тогда  $B_2 = A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1$ .

Окончательно функция интенсивности износа имеет вид

$$\begin{cases} a_1(\Delta D) = A_1 \cdot \Delta D + B_1, & \Delta D \leq \Delta D_1 \\ a_2(\Delta D) = A_2 \cdot (\Delta D - \Delta D_1) + A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1, & \Delta D_1 \leq \Delta D. \end{cases} \quad (7)$$

В систему уравнений (7) входят только четыре постоянных коэффициента  $A_1, A_2, B_1, \Delta D_1$ , к определению которых и сводится задача аппроксимации эмпирической функции  $a'(\Delta D)$  теоретической функцией  $a(\Delta D)$ . Аппроксимация, т. е. замена эмпирической функции  $a'(\Delta D)$  теоретической  $a(\Delta D)$ , дает наиболее точные результаты в том случае, если интенсивность износа гребня, рассчитанная по функции  $a'(\Delta D)$  и  $a(\Delta D)$ , будет иметь минимальное расхождение, т. е. с учетом требований метода наименьших квадратов [6].

При этом аппроксимация интенсивности износа гребня сводится к кусочно-линейной аппроксимации эмпирической функции  $a'(\Delta D)$ , заданной  $n$  точками с координатами  $(\Delta D_i; a_i)$ . Целевая функция имеет вид

$$Z = \sum_{\Delta D_i \leq \Delta D_1} [A_1 \cdot \Delta D_i + B_1 - a_i]^2 + \sum_{\Delta D_i > \Delta D_1} [A_2 \cdot (\Delta D_i - \Delta D_1) + A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1 + a_i]^2 \Rightarrow \min. \quad (8)$$

Целевая функция (8) зависит от четырех параметров  $A_1, A_2, B_1, \Delta D_1$ , однако, учитывая, что  $\Delta D_1$  совпадает с граничным значением линейных отрезков функции  $a'(\Delta D)$ , область его применения ограничена набором  $\Delta D_1; \Delta D_2, \dots; \Delta D_n$ , поэтому для понижения порядка системы неизвестных величин целесообразно зафиксировать значение  $\Delta D_1$  и определить локальный минимум целевой функции  $Z$ , затем повторить решение при другом значении  $\Delta D_1$ , выбрав то, которое обеспечивает наименьшее значение (глобальный минимум) целевой функции  $Z$ . Таким образом, при фиксированном значении  $\Delta D_1$  минимизируется функция трех аргументов  $Z(A_1, A_2, B_1)$ . При решении этой задачи был использован метод «скорейшего спуска», предложенный для численных методов решения уравнений [7].

Вычисления сводятся к построению последовательной группы чисел  $A_{1,K}, A_{2,K}, B_{1,K}$ , где  $K = 2, 3, \dots$  и т. д. исходя из групп  $A_{1,1}, A_{2,1}, B_{1,1}$ , представляющих собой произвольную совокупность чисел.

Величины предельно допустимой разности диаметров бандажей колесной пары  $\Delta D_{\text{доп.2}}$  представлены в табл. 3.

**Таблица 3 — Результаты расчета допустимой разности диаметров бандажей колесной пары тягового подвижного состава**

Локомотивное депо	Серия локомотива	Тип профиля	Предельно допустимая величина $\Delta D_{\text{доп.2}}$ , мм
Рыбное	ВЛ8	«старый»	3,601
Свердловск-Пассажирский	ЧС2	ДМетИ	1,704
	ЧС7		1,283
Курган	ВЛ10	«старый»	3,109
Мурманск	ЧС2Т	«старый»	2,331
Свердловск-Сортировочный	ВЛ11, ВЛ11М	ДМетИ	2,914
Москва-Пассажирская-Курская	ЧС2	«старый»	2,317
	ЧС7		2,923

Значения допустимой разности диаметров колесных пар тягового подвижного состава  $\Delta D_{\text{доп.}}$  должны быть обоснованы с экономической точки зрения.

Эксплуатационные затраты определяются по уравнению

$$E = E_{1l} + E_{2l} + E_{3l}, \quad (9)$$

где  $E_{1l}$  — расходы, связанные с сокращением срока службы бандажей в связи со снятием некоторого слоя металла при обточках;

$E_{2l}$  — расходы на обточку бандажей (рабочую силу, режущий инструмент, электроэнергию, амортизацию станка);

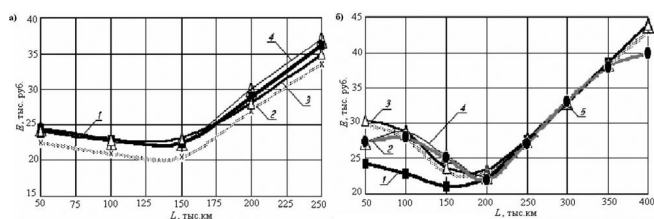
$E_{3l}$  — расходы, связанные с простоем электровоза из-за обточки бандажей колесной пары.

Расходы на обточку (рабочую силу, режущий инструмент, электроэнергию, амортизацию станка) и расходы, связанные с простоем локомотива из-за обточки бандажей колесной пары, будут уменьшаться при увеличении пробега  $L$  от момента обточки, так как уменьшается количество обточек  $n_i$  и соответственно необходимое время на простой локомотива на обточках бандажей за все время работы бандажа, расходы на электроэнергию и техническое обслуживание, текущий и капитальный ремонты станков по обточке колесных пар. Таким образом, функция  $E(L)$  имеет минимум в точке, соответствующей минимуму затрат на обточку, расхода толщины бандажа, простоя локомотива.

Полученные в результате расчетов значения расходов  $E(L)$  были аппроксимированы параболической функцией вида

$$E(L) = a_0 + a_1 \cdot L + a_2 \cdot L^2. \quad (10)$$

Аналитические зависимости расходов на ремонт бандажей от пробега до обточки колесной пары для электровозов ВЛ8, ВЛ10 и ВЛ11, пассажирских электровозов ЧС2, ЧС2Т и ЧС7 представлены на рис. 2.



**Рисунок 2 — Зависимость расходов на ремонт бандажей от пробега до обточки колесной пары для электровозов:**

**а) ВЛ8, ВЛ10 и ВЛ11 (1 — ВЛ11 Свердловск-Сортировочный; 2 — ВЛ10 Рыбное; 3 — ВЛ11 Пермь-Сортировочная; 4 — ВЛ10 Курган);**

**б) ЧС2, ЧС2Т и ЧС7 (1 — ЧС2 Свердловск-Пассажирский; 2 — ЧС2 Москва-Пассажирская-Курская; 3 — ЧС7 Свердловск-Пассажирский; 4 — ЧС7 Москва-Пассажирская-Курская; 5 — ЧС2Т Мурманск)**

Аналитическим зависимостям величин удельных расходов от пробега для каждой серии локомотива в каждом рассматриваемом депо соответствует коэффициент корреляции, близкий к единице. Остаточные дисперсии, характеризующие разброс эмпирических данных около аналитических зависимостей, на

порядок меньше соответствующих дисперсий удельных расходов  $D_0$  на ремонт бандажей колесных пар.

Это свидетельствует об адекватности выбранных аналитических зависимостей и подтверждает достаточно тесную связь расходов  $E$  с пробегом  $L$ . Для определения пробега до обточки, которому соответствует минимум удельных суммарных затрат на ремонт колесной пары, необходимо решить уравнение  $Er(L) = 0$ . Рассчитав  $L_{\text{отп}}$  и подставив его в уравнения вида  $Y(X_1; X_2)$ , находим значения  $Y_{\text{доп.}} = \Delta D_{\text{доп.3}}$ .

При использовании различных методов расчета (последовательных включений — 1, кусочно-линейной аппроксимации — 2, с учетом затрат на ремонт — 3) в ряде случаев значения предельно допустимой разности диаметров бандажей существенно отличаются (табл. 4).

На основании анализа можно утверждать, что  $\Delta D_{\text{уст.}} = 1,0; 1,5; 2,0$  и  $2,5$  мм — для соответствующих депо и серий локомотивов являются допустимыми значениями разности в диаметрах бандажей колесной пары в эксплуатации, так как при величине, большей, чем  $\Delta D_{\text{доп.4}}$  интенсивность износа гребня будет возрастать, что приведет к большому технологическому износу (потере металла при обточке) при восстановлении профиля катания бандажа и увеличению расходов на ремонт колесной пары электровазозов ВЛ10, ВЛ11, ЧС2, ЧС2<sup>Т</sup> и ЧС7.

Таким образом, разность диаметров бандажей на одной колесной паре существенно влияет на интенсивность

**Таблица 4 — Результаты расчета предельно допустимой разности диаметров бандажей колесных пар тягового подвижного состава, мм**

Локомотивное депо, серия локомотива	$\Delta D_{\text{доп.1}}$	$\Delta D_{\text{доп.2}}$	$\Delta D_{\text{доп.3}}$	$\Delta D_{\text{уст.}}$
Свердловск-Сортировочный, ВЛ11	1,703	2,914	1,135	2,0
Свердловск-Пассажирский, ЧС2	3,151	1,704	1,850	2,0
Свердловск-Пассажирский, ЧС7	0,070	1,283	1,458	1,0
Рыбное, ВЛ10	2,018	3,601	1,358	2,0
Курган, ВЛ10	2,283	3,109	3,524	2,5
Мурманск, ЧС2Т	1,604	2,208	2,658	2,0
Москва-Пассажирская-Курская, ЧС2	2,351	2,317	2,958	2,5
Москва-Пассажирская-Курская, ЧС7	0,028	2,923	2,928	1,0

уменьшения толщины гребня и незначительно на рост проката. При эксплуатации бандажей колесных пар необходимо руководствоваться рассчитанными значениями и не допускать выхода разности диаметров за предельные величины, так как в противном случае межремонтный период будет лимитировать износ гребня, вследствие чего увеличатся расходы на ремонт и уменьшится пробег до обточки.

## Литература

1. Буйносов А.П. Повышение ресурса бандажей колесных пар электровазозов в условиях эксплуатации: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07; заш. 04.12.92; утв. 05.06.93. М., 1992. 336 с.
2. Буйносов А.П. Основные причины интенсивного износа бандажей колесных пар подвижного состава и методы их устранения. Екатеринбург: Изд-во УрГУПС, 2009. 224 с.
3. Воробьев А.А. Совершенствование технологии восстановления колесных пар повышенной твердости: автореф. ... канд. техн. наук. СПб.: ПГУПС, 2005. 28 с.
4. Воробьев А.А. Разработка рекомендаций по режимам обработки колесных пар повышенной твердости / А.А. Воробьев, И.А. Иванов, В.С. Кушнер, А.А. Крутько // Транспорт Урала, 2009. № 2. С. 48—52.
5. Воробьев А.А. Контактное взаимодействие колеса и рельса // Вестник ИрГТУ, 2009. № 3. С. 42—47.
6. Проников А.С. Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978. 592 с.
7. Хальд А. Математическая статистика с техническими приложениями. М.: ИЛ, 1956. 426 с.

## References

1. Bujnosov A.P. Povyshenie resursa bandazhej kolesnyh par elektrovazozov v usloviyah ekspluatatsii dis. ... kand. tehn. nauk 05.22.07 zashch. 04.12.92, utv. 05.06.93. M, 1992. 336 s.
2. Bujnosov A.P. Osnovnye prichiny intensivnogo iznosa bandazhej kolesnyh par podvizhnogo sostava i metody ih ustraneniya. Ekaterinburg izd-vo UrGUPS, 2009. 224 s.
3. Vorobev A.A. Sovershenstvovanie tehnologii vosstanovleniya kolesnyh par povyshennoj tverdsti avtoref. ... kand. tehn. nauk. SPb.: SPGUPS, 2005. 28 s.
4. Vorobev A.A. Razrabotka rekomendacij po rezhimam obrabotki kolesnyh par povyshennoj tverdsti / A.A. Vorobev, I.A. Ivanov, V.S. Kushner, A.A. Krutko // Transport Urala, 2009. № 2. s. 48—52.
5. Vorobev A.A. Kontaktnoe vzaimodejstvie kolesa i relsa // Vestnik IrGTU, 2009. № 3. s. 42—47.
6. Pronikov A.S. Nadezhnost mashin. M.: Mashinostroenie, 1978. 592 s.
7. Hald A. Matematicheskaya statistika s tehniceskimi prilozheniyami. M: IL, 1956. 426 s.

УДК 621.313

Сергей Валерьевич Петроченко, инженер (ОмГУПС, Омск)

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ОБТОЧКИ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ КОЛЛЕКТОРОВ ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Sergey V. Petrochenko, engineer (OSTU, Omsk)

### Technological advancement of electromotor commutator functional surface turning

#### Аннотация

В статье описано устройство коллекторов тяговых электродвигателей (ТЭД), приведены статистические данные по основным повреждениям ТЭД ТЛ-2К1, дан краткий анализ основных неисправностей коллекторов, обозначены проблемы, связанные с операцией по обточке рабочей поверхности коллекторов, выявлены факторы, в значительной степени влияющие на качество обработанной поверхности, дана оценка влияния этих факторов на качество рабочей поверхности коллектора. Получена математическая модель, описывающая влияние радиуса при вершине и величины подачи на шероховатость рабочей поверхности коллекторов. Сделаны соответствующие выводы.

**Ключевые слова:** тяговый электродвигатель, рабочая поверхность коллектора, радиус при вершине, величина подачи, шероховатость.

#### Annotation

In article the structure of electromotor commutator is described, statistics of primary damages for electromotor TL-2K1 are produced, the brief analysis the basic lacks of electromotor commutator is given, the problems with commutator functional surface turning are identified, factors extensively influenced on treated surface quality uncovered, the value of this factors influence is given. Mathematical model describes the influence of radius by the corner and feeding size on commutator functional surface roughness is received. The respective summary are given.

**Key words:** electromotor commutator functional surface, radius by the corner, feeding size, roughness.

Тяговые электродвигатели (ТЭД) локомотивов предназначены для преобразования электрической энергии в механическую работу, затрачиваемую на движение локомотива. В процессе эксплуатации ТЭД происходит потеря его работоспособности вследствие износа основных узлов — моторно-осевых подшипников, подшипникового узла якоря, полюсов, обмоток, коллекторно-щеточного узла и т. д. В процессе ремонта изношенные сверх допустимой нормы щетки коллекторно-щеточного узла заменяют, поверхность коллектора восстанавливают обточкой. От качества ремонта коллектора зависит работоспособность всего ТЭД.

Коллекторы ТЭД (рис. 1) состоят из медных пластин 3, имеющих в поперечном сечении клиновидную форму [1]. Со стороны, обращенной к валу двигателя, коллекторные пластины конструктивно выполнены в форме «ласточкина хвоста». Между собой коллекторные пластины изолированы миканитовыми прокладками 7 толщиной 1,3 мм. От корпуса пластины коллектора изолируют миканитовыми манжетами 5, а также миканитовым цилиндром 4. Нажимной конус 2 коллектора напрессовывают на переднюю нажимную шайбу 6 якоря и с помощью болтов 1 стягивают с ней.

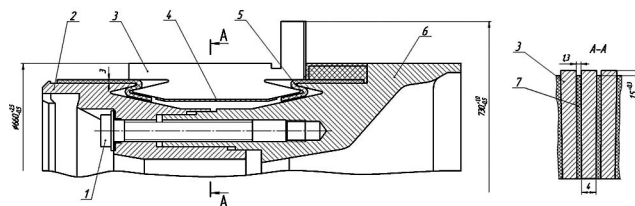


Рисунок 1 — Коллектор ТЭД

Статистические данные локомотивного ремонтного депо ТЧ-1 «Московка» (рис. 2), показывают, что более 11,9% от общего числа всех повреждений ТЭД связаны с повреждениями коллектора. Так, за период с 2005 по 2008 г. отмечается высокий уровень неисправностей ТЭД, связанных с повреждением коллектора (61 случай в 2005 г., 56 случаев в 2006 г., 75 случаев в 2007 г., 66 случаев в 2008 г.).

Все дефекты коллектора можно разделить на две основные группы: дефекты, возникающие в процессе эксплуатации, и дефекты, вызванные нарушением технологии ремонта.



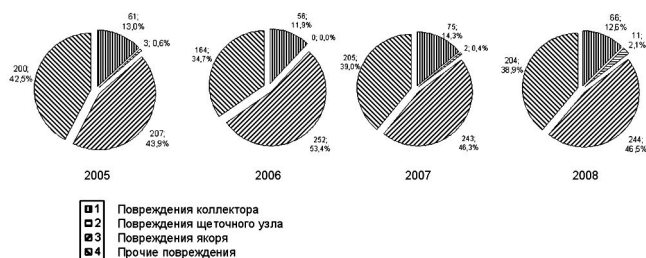


Рисунок 2 — Статистические данные локомотивного ремонтного депо ТЧ-1 «Московка»

К дефектам коллекторов, возникающих в процессе эксплуатации, относятся:

выступление одной или группы коллекторных или механических пластин. Причина дефекта связана с собственной вибрацией ТЭД;

механический износ (царапины, выщербины, износ рабочей поверхности). Может быть вызван попаданием пыли, абразивных частиц и частиц щеточного материала на рабочую поверхность коллектора;

подгар пластин коллектора, электроэрозионный износ. Может быть вызван повышенным искрением под щетками и возникновением кругового огня.

Среди дефектов, связанных с проведением некачественного ремонта ТЭД, можно выделить следующие:

остатки стружки между ламелями при обточке (рис. 3а);

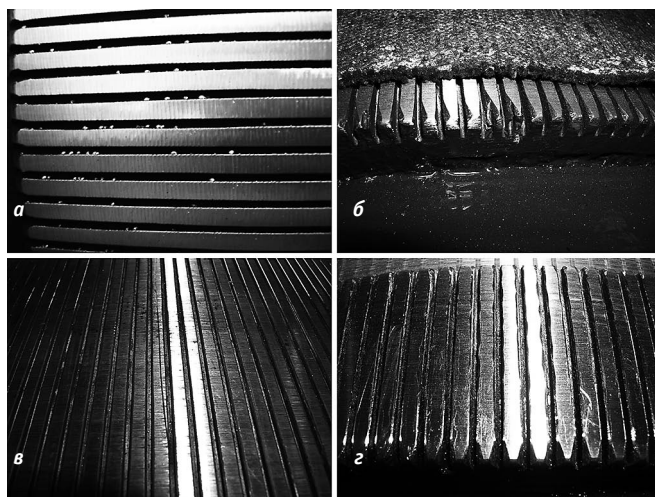
зарез пластин коллектора с торца при выполнении операции по продорожке коллектора (рис. 3б);

царапины на пластинах коллектора, остающиеся при снятии фасок с пластин (рис. 3в);

неровный профиль снятых фасок (рис. 3г).

В процессе эксплуатации поверхность коллектора неравномерно изнашивается, на ней могут возникать задиры, величина биения коллектора может превышать допустимую норму. Для выведения следов износа и восстановления правильной геометрической формы коллектор обтачивают в условиях депо.

Из-за конструктивной особенности коллектора его обработка представляет собой точение прерывистой поверхности, при которой режущий инструмент испытывает ударную нагрузку.



В результате исследования процесса обработки меди резанием необходимо определить факторы, которые в значительной степени влияют на качество обработанной поверхности, оценить степень влияния этих факторов на качество рабочей поверхности после обточки.

Критерием, характеризующим качество рабочей поверхности коллектора, является шероховатость поверхности; регламентированное значение данного параметра должно составлять  $Ra = 3$  мкм [2].

На шероховатость обработанной поверхности влияют следующие факторы:

геометрия режущего инструмента (углы в плане, радиус скругления режущей кромки при вершине резца, углы в главной секущей плоскости);

материал режущего инструмента;

жесткость оборудования;

режимы резания (скорость резания, величина подачи режущего инструмента, глубина резания).

После оценки вышеуказанных факторов выявлены факторы, в значительной степени оказывающие влияние на шероховатость рабочей поверхности коллектора после обточки: радиус скругления режущей кромки при вершине резца, величина подачи, адгезионная стойкость материала режущей части инструмента.

Для оценки влияния материала режущей части на шероховатость поверхности было проведено экспериментальное исследование, заключающееся в следующем: медный цилиндр марки М1 диаметром 28 мм обтачивался инструментами с режущей частью из различных инструментальных материалов (быстрорежущая сталь Р6М5, твердый сплав Т14К8 и синтетический алмаз типа «Карбонадо») с единой геометрией (главный угол резания  $\gamma = 2^\circ$ , вспомогательный угол резания  $\alpha = 13^\circ$ , главный угол в плане  $\varphi = 60^\circ$ , вспомогательный угол в плане  $\varphi_1 = 60^\circ$ , радиус при вершине  $r = 0,4$  мм), с едиными режимами резания (глубина резания  $t = 0,25$  мм, подача  $s = 0,1$  мм/об, скорость резания  $V$ , мм, варьировалась в процессе обработки). В результате эксперимента был построен график зависимости параметра шероховатости поверхности  $Ra$  от скорости резания (рис. 4).

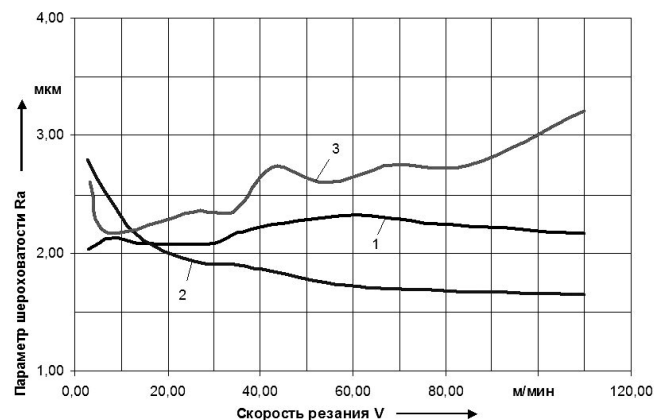


Рисунок 4 — Шероховатость поверхности после обточки меди: 1 — Т14К8; 2 — алмаз типа «Карбонадо»; 3 — Р6М5

Согласно построенным графикам можно сделать вывод, что наименьшая шероховатость была достигнута при обточке резцом с режущей частью из синтетического алмаза. При увеличении скорости резания (график 2) шероховатость по-

верхности снижается, процесс резания характеризуется стабильностью, с увеличением скорости резания в интервале значений от 60 м/мин шероховатость поверхности уменьшается незначительно.

Для оценки степени влияния радиуса скругления режущей кромки и величины подачи режущего инструмента на шероховатость поверхности была получена математическая модель с использованием композиционных планов второго порядка

$$y = 0,528 - 0,723x_1 + 0,714x_2 + 0,328x_1^2 + 0,253x_2^2 - 0,513x_1x_2, \quad (1)$$

где  $y$  — шероховатость рабочей поверхности коллектора;

$x_1$  — радиус скругления режущей кромки  $r$ , мм;

$x_2$  — величина подачи  $s$ , мм/об.

Полученная модель адекватна, так как вычисленное значение критерия Фишера  $F = 5,8$  оказалось меньше теоретического  $F_{0,05;3;4} = 6,59$ .

Для графической интерпретации полученной модели были построены поверхность и линии равного отклика с помощью программного комплекса MathCAD 14 (рис. 5 и 6).

Каждой точке линий равного отклика соответствуют режимы обточки коллектора, обеспечивающие заданную шероховатость в пределах исследуемых значений. Используя линии равного отклика, можно подобрать радиус скругления и величину подачи, обеспечивающие минимальное значение  $Ra$  обрабатываемой поверхности. Для перехода от кодированных значений в натуральные используются выражения:

$$r = 0,6 + 0,4 \cdot x_1, \quad (2)$$

$$s = 0,05 + 0,02 \cdot x_2, \quad (3)$$

где  $r$  — радиус при вершине режущего инструмента, мм;

$s$  — величина подачи режущего инструмента, мм/об.

Для примера рассмотрим точки 1 и 2, которым соответствует шероховатость  $Ra = 1$  мкм (см. рис. 6).

Координаты точки 1:  $x_1 = -0,1$ ;  $x_2 = 0,7$ . Подставляя эти значения в (2) и (3), получим  $r = 0,6 + 0,4 \cdot (-0,1) = 0,56$  мм;  $s = 0,05 + 0,02 \cdot 0,7 = 0,064$  мм/об.

Координаты точки 2:  $x_1 = -0,9$ ;  $x_2 = -0,35$ .

$r = 0,6 + 0,4 \cdot (-0,9) = 0,24$  мм;

$s = 0,05 + 0,02 \cdot (-0,35) = 0,043$  мм/об.

С точки зрения производительности при обточке коллектора точка 1 является более предпочтительной, так как в этом случае величина подачи больше, а следовательно, и производительность выше.

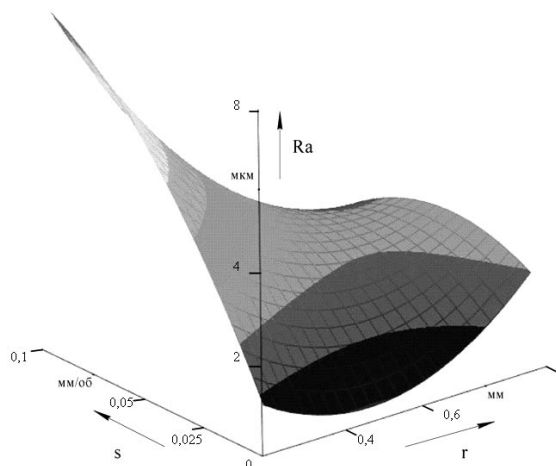


Рисунок 5 — Поверхность отклика

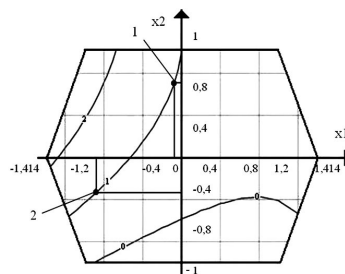


Рисунок 6 — Контурные кривые поверхности равного отклика

## Выводы

1. В результате исследования процесса механической обработки рабочей поверхности коллектора была дана оценка влияния материала режущего инструмента на шероховатость рабочей поверхности коллектора, построены соответствующие зависимости параметра шероховатости  $Ra$  от скорости резания. Полученные зависимости позволяют рекомендовать синтетический алмаз типа «Карбонадо» в качестве материала режущей части инструмента для обточки коллекторов ТЭД.

2. Полученная математическая модель, описывающая влияние радиуса скругления режущей кромки при вершине резца и величины подачи на шероховатость рабочей поверхности коллектора, применима для поиска рациональных радиуса скругления режущей кромки при вершине резца и величины подачи при обточке рабочей поверхности коллекторов ТЭД.

## Литература

1. Тяговые электродвигатели электровозов / В.И. Бочаров, В.И. Захаров, Л.Ф. Коломейцев, Г.И. Колпахчан, М.А. Комаровский, В.Г. Найушин, В.И. Седов, И.И. Талья, В.Г. Щербаков, В.П. Янов; под ред. В.Г. Щербакова. Новочеркасск, 1998. 672 с.
2. Правила ремонта электрических машин электроподвижного состава № ЦТ-ЦТВР-4782: утв. МПС России 02.04.90. М., 1992. 296 с.
3. Вульф Л.М. Основы резания металлов. Л.: Машгиз, 1954. 327 с.
4. Спирин Н.А., Лавров В.В. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента. Екатеринбург, 2004. 258 с.
5. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 278 с.

## References

1. Tyagovye elektrodvigateli elektrovozov / V.I. Bocharov, V.I. Zaharov, L.F. Kolomejcev, G.I. Kolpachyan, M.A. Komarovskij, V.G. Najushin, V.I. Sedov, I.I. Talya, V.G. Shcherbakov, V.P. Yanov pod red. V.G. Shcherbakova. Novocherkassk, 1998. 672 s.
2. Pravila remonta elektricheskikh mashin elektropodvizhnogo sostava № TST-TSTVR-4782 utv. MPS Rossii 02.04.90. M., 1992. 296 s.
3. Vulf L.M. Osnovy rezaniya metallov. L.: Mashgiz, 1954. 327 s.
4. Spirin N.A., Lavrov V.V. Metody planirovaniya i obrabotki rezultatov inzhenernogo eksperimenta. Ekaterinburg, 2004. 258 s.
5. Adler Yu.P., Markova E.V., Granovskij Yu.V. Planirovanie eksperimenta pri poiske optimalnykh uslovij. M.: Nauka, 1976. 278 s.

УДК 621.791

Игорь Александрович Иванов, д-р техн. наук (ПГУПС, Санкт-Петербург),

Светлана Ивановна Губенко, д-р техн. наук, профессор (Национальная металлургическая академия Украины, Днепрпетровск),

Александр Алфеевич Воробьев, канд. техн. наук (ПГУПС, Санкт-Петербург)

## К ВОПРОСУ О ВЛИЯНИИ СТРУКТУРЫ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО КОЛЕСА

Igor A. Ivanov, DSc (PSURT, St. Petersburg),

Svetlana I. Gubenko, DSc, professor (National Metallurgical Academy of Ukraine, Dnepropetrovsk),

A.A. Vorobiev, PhD (PSURT, St. Petersburg)

## To the question of surface layer structure influence on railway wheel operation properties

### Аннотация

Рассмотрены геометрические и физико-химические свойства поверхности катания железнодорожного колеса, представлена схема основных свойств поверхностного слоя обода колеса и их связь с эксплуатационными свойствами, а также рассмотрено влияние структуры поверхностного слоя и его эксплуатационных свойств на эффективность реализации ресурса железнодорожного колеса. Приведены параметры состояния поверхности вращения обода колеса после ремонта. Проанализированы изменения в поверхностном слое обода, вызванные эксплуатацией колес.

**Ключевые слова:** поверхностный слой, структура, обод колеса, геометрические характеристики, физико-химические свойства, твердость, пластичность, износостойкость эксплуатационные свойства, проскальзывание, ресурс.

### Annotation

There are described geometric and physicochemical properties of railway wheel roll surface and there is presented the scheme of wheel tread surface layer main properties and their connection with operation properties, and there is also considered surface layer structure influence and its operation properties on railway wheel resource realization efficiency. There are given the parameters of wheel tread revolution surface condition after repair works. There are analyzed the changes in tread surface layer caused by wheels' operation.

**Key words:** surface layer, structure, wheel tread, geometric characteristics, physicochemical properties, solidity, plasticity, durability, operation properties, resource.

### Введение

В процессе эксплуатации поверхность катания железнодорожного колеса меняет свои свойства и изнашивается в результате совместного действия внешних нагрузок, контактных и термических воздействий.

Образование дефектов и скорость нарастания износа в процессе эксплуатации во многом зависят от микроструктуры поверхностного слоя и характеристик железнодорожного колеса в целом.

### Влияние структуры колесной стали на износостойкость

Проведенные исследования [1] показывают, что микроструктура оказывает влияние на износостойкость колесно-рельсовых сталей только в пределах низких и средних твердостей, не превышающих 400 HV. При более высокой твердости влияние микроструктуры снижается.

В работе [2] высказана мысль, что зарождение и развитие трещин контактной усталости и трещинок при износе в процессе отслоения (шелушения) металла с поверхности катания колеса подчиняются одним и тем же закономерностям, более того, трещинки, зарождающиеся в процессе шелушения, и являются зародышами трещин контактной усталости. Следовательно, более пластичные зернистые структуры уступают в износо- и контактно-усталостной стойкости пластинчатым по одной и той же причине.

Тем не менее, используя стали с мелкозернистой структурой, можно повысить износостойкость колес за счет того, что необходимую пластичность и вязкость стали можно получить при более высокой твердости, которая оказывает более сильное влияние на износостойкость [1].

Рассматривая условия эксплуатации и ремонта колес, следует отметить, что для оценки износостойкости необходимо принимать во внимание обе характеристики — твердость и запас пластичности [3, 4]. В частности, сравнительно мягкие материалы, обладающие определенным соотношением твердых и мягких структурных составляющих, характеризуются достаточно высокой износостойкостью. Чем дольше материал способен претерпевать пластическую деформацию без разру-

шения, тем выше долговечность узла трения. При деформации поверхности катания микроструктура, состоящая из тонких и прочных зерен перлита с прослойками феррита, имеет склонность к расслоению и изнашиванию. В связи с этим следует рассматривать значение таких элементов структуры, как общая однородность и измельченность структуры, распределение фаз и др.

Известно, что увеличение количества углерода в стали приводит к возрастанию твердости. Лабораторные данные о влиянии содержания углерода на износ углеродистых сталей противоречивы [1]. По данным [5], при чистом скольжении в условиях абразивного износа в диапазоне от 0,5 до 1% углерод практически не оказывает влияния на износ (рис. 1). При содержании углерода свыше 1% наблюдается существенное повышение износостойкости сталей, что, как считает автор [5], связано с появлением остаточного аустенита в структуре.

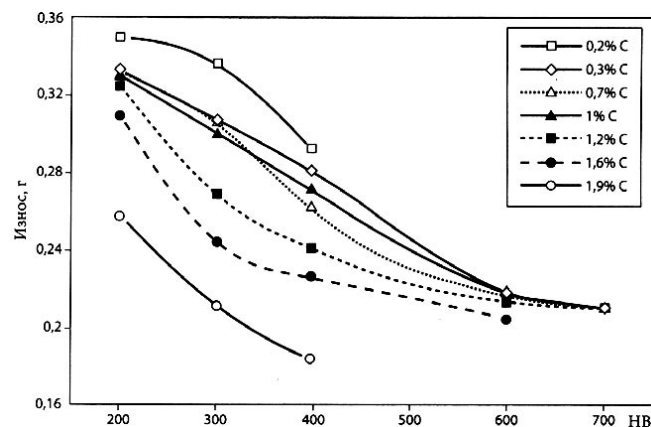


Рисунок 1 — Зависимость износа углеродистых сталей от твердости и содержания углерода при испытании на абразивный износ на машине Шпинделя [1]

Остаточный аустенит в стали может повысить ее износостойкость в несколько раз благодаря способности гранецентрированной решетки интенсивно упрочняться при деформировании. Как видно из графика (рис. 2), присутствие в структуре стали 10% аустенита снижает ее износ примерно в 5 раз. Сталь с остаточным аустенитом в структуре можно рассматривать как перспективный резерв повышения износостойкости колес подвижного состава.

В работах В.А. Кислика и Т.В. Ларина получены прямо противоположные зависимости износа при качении с проскальзыванием 10% от содержания углерода (рис. 3), что объясняется, по-видимому, влиянием неучитываемых факторов, например содержания серы [6, 7], которая существенно воздействует на скорость изнашивания углеродистых сталей.

По данным [6], на износостойкость сталей перлитно-ферритного (сорбитного) класса значительное влияние оказывает количество карбидов в стали, линейно связанное с содержанием углерода. Известно также, что с увеличением содержания углерода сопротивление пластической деформации возрастает из-за уменьшения расстояния между карбидными частицами. Так как износостойкость связана с

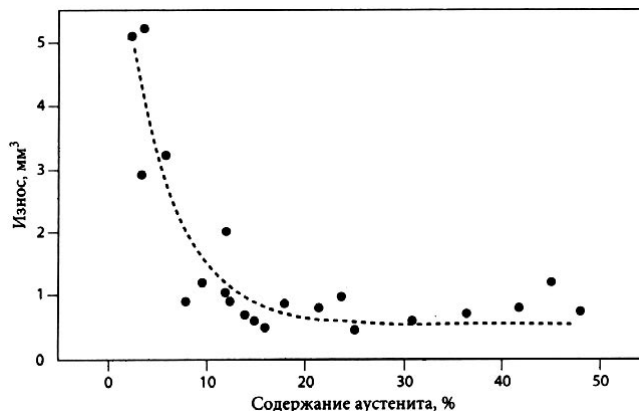


Рисунок 2 — Влияние на износ содержания аустенита в углеродистой стали при испытании по Шпинделю [1]

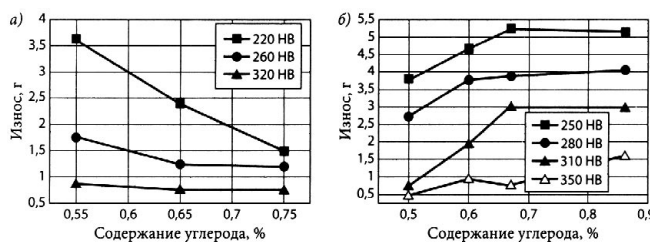


Рисунок 3 — Зависимость износа от содержания углерода при испытании колесных сталей на качение с проскальзыванием 10%: а — по Кислику; б — по Ларину

сопротивлением пластической деформации, можно ожидать увеличения износостойкости с ростом содержания углерода. Известны работы, проведенные на углеродистой стали с содержанием углерода 0,65—0,75 мас % [8, 9], в которых отмечается положительное влияние повышения содержания углерода на износостойкость. В [10] отмечается экстремальная зависимость износостойкости колесной стали с содержанием углерода, т. е. максимальной износостойкостью обладают стали с содержанием 0,63—0,66 мас % при одинаковом уровне твердости. Коррелирует с данными по износостойкости и характер изменения глубины пластической деформации. Авторы приходят к выводу, что сопротивление колесной стали износу, как и пластическому деформированию, определяется основными параметрами ее структуры: величиной межпластиночного расстояния в перлите, количеством структурно свободного феррита и толщиной цементитных зерен.

Значение повышения углерода в колесной стали состоит еще и в том, что чем больше углерода содержится в стали, тем больше ее прокаливаемость и тем более высокой твердости можно достичь при той же интенсивности охлаждения, что и позволяет поднять износостойкость.

Таким образом, исследование изменений химического состава, структуры стали и процессов, происходящих в поверхностных слоях, играют важную роль в понимании механизма износа колес при эксплуатации.



### Изменение состояния поверхностного слоя при эксплуатации

Поверхность катания в процессе эксплуатации изнашивается и меняет свои свойства. Исследования изношенных колес показали, что микроструктура обода вблизи поверхности катания (рис. 4) характеризуется наличием зоны деформированных зерен и участков «белого слоя». Появление зоны деформированных зерен связано со смятием металла в контакте с рельсом от давления. Пластические сдвиги в тонком поверхностном слое происходят в условиях относительно высоких давлений и циклически изменяющейся температуры. Характер микроструктуры свидетельствует о неоднородном протекании пластической деформации по сечению обода, что связано с неоднородным распределением контактных напряжений: известно, что в зоне выкружки они выше, чем в середине поверхности катания.

В зоне выкружки зерна значительно вытянуты и измельчены (рис. 4а, б), при выходе на поверхность катания зерна крупнее, степень вытянутости их несколько снижается и становится все меньше при подходе к середине поверхности катания (рис. 4в, г). При удалении от середины поверхности катания к противогребневой боковой стороне степень вытянутости зерен вновь возрастает и становится значительной у края обода (рис. 4д, е).

Характер структуры в этой части поверхности катания свидетельствует о значительном течении стали в этой зоне, приведшем к изменению профиля колеса. В зоне наплыва обнаружены расслоения, ориентированные параллельно поверхности катания (рис. 4е). Как правило, они располагаются на границе между областями с резко различной микроструктурой и разделяют зоны вытянутых и равноосных зерен. Наплыв происходил постепенно, слоями, которые при своем смещении деформировались. При этом в них возникали хрупкие трещины, способствовавшие разрушению металла в слоях. На самом краю наплыва на боковую грань обода нависают лепестки с сильно деформированной структурой (рис. 4ж). Они также свидетельствуют о послойном механизме наплыва. Между этими слоями, а также между наплывшим металлом и боковой гранью видны трещины. Вдоль всей поверхности катания встречаются микротрещины и расслоения (рис. 4в—е), приводящие к формированию и отслоению частиц износа или хрупкому разрушению в зоне выкружки, что на практике вызывает массовые подрезы гребней колес (рис. 4б).

Следует отметить, что при эксплуатации на поверхности катания в условиях деформационных процессов при трении качения образуются текстуры качения, которые реализуются в результате совместного действия нормальных и контактных напряжений.

Глубина зоны деформированных зерен по ширине обода неодинакова (рис. 5). Наиболее глубоко пластическая деформация распространилась в месте выкружки гребня и зоне наплыва у края обода. Степень вытянутости зерен позволяет судить о степени деформации стали в поверхностном слое обода. В зоне выкружки величины достигают 65—75%, затем снижаются до 22—25% в середине поверхности катания и значительно возрастают (до 90%) в зоне наплыва. Характер изменения микротвердости аналогичен. Плотность дислокаций, определенная рентгеноструктур-

ным методом, также неодинакова в различных местах поверхности катания. На рис. 5 приведено распределение по сечению обода параметров слоя интенсивной деформации металла. Всплески микротвердости наблюдались в местах появления структуры «белого слоя». Участки «белого слоя» представляют собой бесструктурный мартенсит (гарденит) — это хрупкая структурная составляющая, которая выкрашивается в процессе работы колеса (см. рис. 4з). Появляется «белый слой» вследствие нагрева тонкого поверхностного слоя от тепла торможения до температуры выше  $A_3$  и последующего резкого охлаждения после отключения тормозных колодок. Ширина «белого слоя» составляет 20—40 мкм.

Характер микроструктуры колеса вблизи поверхности катания в направлении качения аналогичен рассмотренной выше для поперечного сечения, однако степень вытянутости зерен в продольном направлении значительно выше. При изучении структуры в плоскости катания обнаруживается сложный характер течения стали в поверхностном слое (рис. 6). По направленности зерен видно, что течение стали в зоне выкружки и в центральной части поверхности катания

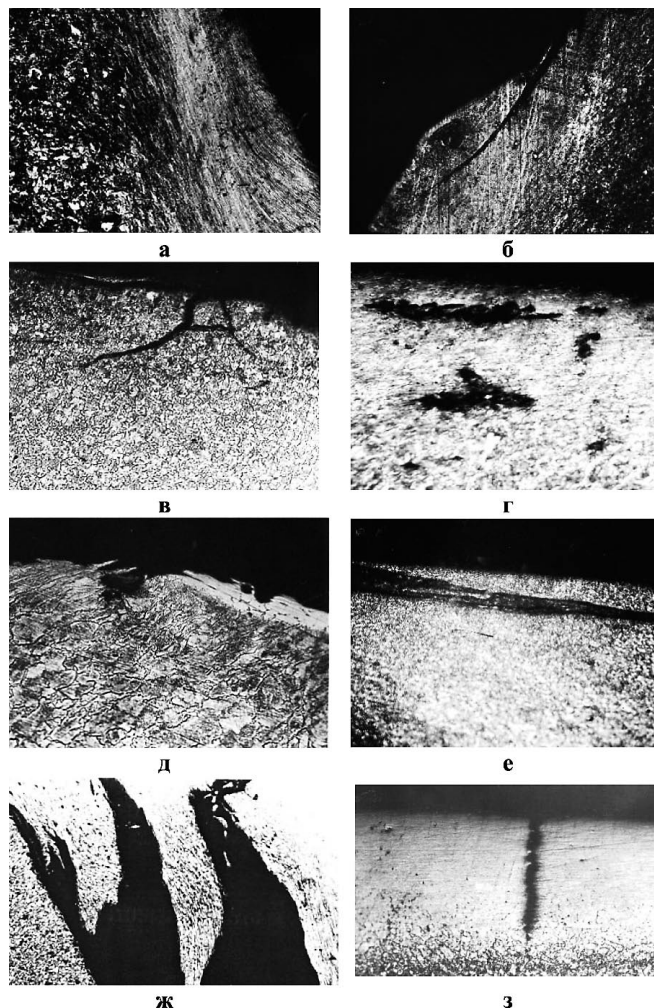


Рисунок 4 — Микроструктура разных участков изношенной поверхности катания колеса;  $\times 200$

носило ламинарный характер, в то время как в зоне наплыва есть области с изогнутыми и закрученными зернами, где течение стали носило явно вихревой, турбулентный характер. Между зонами с различной ориентировкой возникли микротрещины.

Сравнительный анализ параметров тонкой структуры стали в поверхностном слое вблизи поверхности катания показал, что уровень напряженного состояния тонкого слоя металла остается сложным при всех сроках эксплуатации и четко соответствует описанным выше особенностям структурных изменений в разных участках по ширине обода. На всех этапах эксплуатации наиболее напряжен металл в зоне выкружки, а на более поздних сроках службы — и в зоне наплыва.

Таким образом, анализ кинетики структурных изменений вблизи поверхности катания колес с разным сроком службы показал, что для плоскоконического профиля поверхности катания наиболее сильный износ уже на ранних этапах эксплуатации происходит в зоне выкружки. На уклоне 1:7 на ранних сроках эксплуатации наплыв происходит незначительно, но резко интенсифицируется с уве-

личением срока службы. Неравномерный износ ободьев наблюдается на всех этапах эксплуатации, что связано с неравномерным распределением и высоким уровнем контактных напряжений. Большое количество частиц износа обнаруживается по всей ширине обода и способствует подрезу гребня и интенсивному наплыву, а значит, интенсивному износу колеса.

Следует отметить, что пластические сдвиги вблизи поверхности катания нельзя рассматривать только как отрицательное явление. На первых порах они способствуют прирабатываемости колес, вызывают наклеп, что позволяет обеспечить повышенную твердость и износостойкость ободьев.

Возникающие в поверхностном слое обода пластические сдвиги, термоциклирование в процессе торможения и взаимодействие с окружающей атмосферой создают условия для интенсивного развития диффузионных процессов, которые могут повлечь изменение химического состава стали.

Содержание элементов в стали определяли лазерным спектральным анализом на установке МСЛ-3, проводя шлифовки параллельно поверхности катания через 5 мкм. Для определения элементов в качестве внутреннего стандарта использовали линии железа. Спектры исследуемых образцов сравнивали с эталонными. Для каждого спектра с помощью микрофотометра МФ-4 определяли разность почернения гомологических пар элемент — железо. Используя спектры эталонов, строили калибровочные графики в координатах разность почернения — логарифм концентрации для каждого элемента, по которым определяли неизвестную концентрацию в процентах. Исследования проводили на тех же образцах, в которых изучали структурные изменения.

Результаты исследования показали, что в процессе эксплуатации изменение химического состава стали у поверхности катания колес происходит неравномерно по ширине обода. Наиболее интенсивно элементы «выгорают» на расстоянии от выкружки до середины обода, причем в большей степени это демонстрируют сера и фосфор. Глубина зоны «выгорания» элементов составляет в зависимости от места по ширине обода 20—30 мкм. При удалении от поверхности катания содержание всех элементов постепенно возрастает и приближается к уровню среднего химического состава стали, причем на расстоянии от середины до наружного края обода это происходит на меньшей глубине от поверхности. Наблюдаемый характер изменения состава стали связан со структурными изменениями в тонком поверхностном слое. Наиболее сильно элементы «выгорают» в местах интенсивных пластических сдвигов и ярко выраженного «белого слоя», причем эти два структурных фактора выступают в комплексе, так как не обнаружено интенсивного «выгорания» элементов в зоне наплыва в других колесах в тех участках поверхности катания, где не было «белого слоя» и зоны пластических сдвигов.

Изменение химического состава стали в поверхностном слое обода обусловлено наличием свободной поверхности (поверхность катания), служащей стоком для атомов примесей и дефектов кристаллического строения, движением дислокаций и вакансий в процессе пластических сдвигов, облегчающих диффузию, повышением температуры стали при

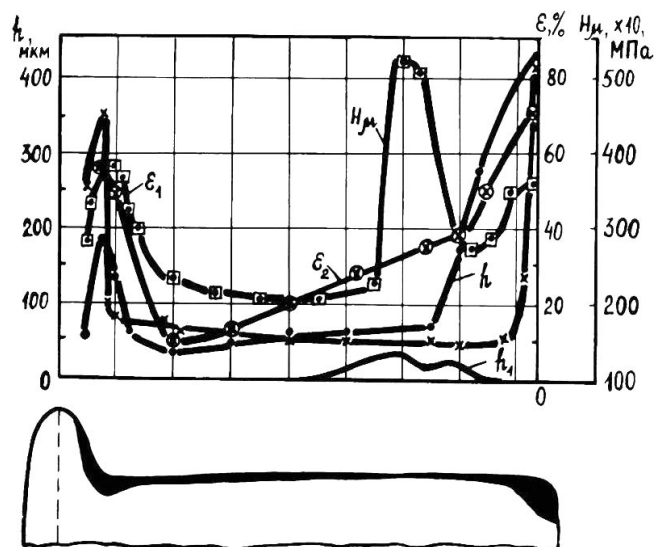


Рисунок 5 — Изменение степени деформации зерен поперек  $\varepsilon_1$  и в направлении качения  $\varepsilon_2$ , микротвердости  $H_\mu$  и глубины зоны пластической деформации  $h$  по ширине обода колеса

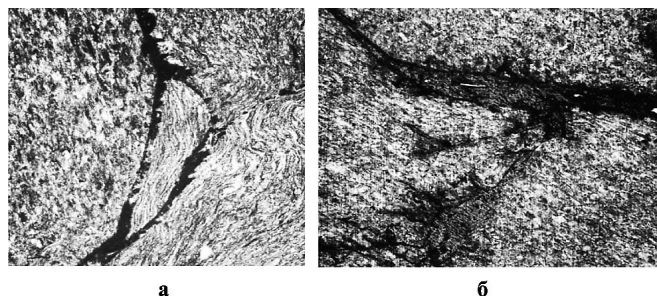


Рисунок 6 — Микроструктура изношенного обода в плоскости качения;  $\times 200$ :  
а — в зоне выкружки и центральной части; б — в зоне наплыва

интенсивном торможении и разницей химических потенциалов элементов в стали и атмосфере.

По-видимому, температурное поле по ширине обода в процессе эксплуатации колес, особенно при торможении, имеет неравномерный характер, что способствует неоднородности диффузионных процессов. Действие обнаруженного явления на надежность и безопасность движения глубоко не изучено. Необходимы исследования по оптимизации «выгорания» с точки зрения надежности эксплуатации колес, изучению влияния на этот процесс уровня контактных напряжений в колесах с разной геометрией поверхности катания, системы тормозов, коэффициента сцепления колеса с рельсом, что особенно актуально для начавшейся эксплуатации колес с повышенной твердостью обода.

Изменение состояния поверхностного слоя при эксплуатации способствует снижению его качественных характеристик. И этот слой необходимо периодически удалять, что и происхо-

дит при переточках. Но процесс этот нередко осуществляется неэкономично, снижая назначенный ресурс (срок службы) колеса.

### Заключение

Поверхность катания в процессе эксплуатации изнашивается и меняет свои свойства.

Сопротивление колеса износу определяется химическим составом и основными параметрами структуры колесной стали: количеством углерода, величиной межпластинчатого расстояния в перлите, а также количеством структурно свободного феррита и толщиной цементитных зерен.

Изменение состояния поверхностного слоя обода при эксплуатации способствует снижению его качественных характеристик. Удаление этого слоя при переточках осуществляется нерационально, снижая ресурс колеса.

### Литература

1. Марков Д.П. Трибология и ее применение на железнодорожном транспорте. М.: Интекст, 2007. 408 с.
2. Цельнокатаные железнодорожные колеса / Т.В. Ларин, В.П. Девяткин, В.Н. Кривошеев, И.В. Наумов, В.И. Чалых. М.: Трансжелдориздат // Тр. ЦНИИ МПС. 1956. Вып. 124. 187 с.
3. Воробьев А.А., Иванов И.А., Кушнер В.С., Крутько А.А. Разработка рекомендаций по режимам обработки колесных пар повышенной твердости // Транспорт Урала. 2009. № 2. С. 48—52.
4. Воробьев А.А., Кушнер В.С., Крутько А.А. Обточка колес повышенной твердости // Железнодорожный транспорт. 2009. Вып. 6. С. 64—66.
5. Tonn W. Archiv fur das Eisenhüttenwesen. 1935. № 10. S. 467—470.
6. Fegredo D.M., Shehato H.T., Polmen O. The Effect of sulphide and oxide inclusions on the wear rate of a standard C-Mn and Cr-Mo alloy rail steel // Wear. 1988. V. 126. № 3. P. 286—306.
7. Шур Е.А., Бычкова Н.Я., Марков Д.П., Кузьмин Н.Н. Износостойкость рельсовых и колесных сталей // Трение и износ. 1995. Т. 16. № 1. С. 80—89.
8. Михалев М.С., Литвинов В.Л. Служба объемно-закаленных углеродистых рельсов // Вестник ВНИИЖТ. 1968. № 4. С. 40—43.
9. Ларин Т.В., Узлов И.Г., Порышев Ю.М. Причины выхода колес из эксплуатации и пути повышения их служебных свойств // Вестник ВНИИЖТ. 1975. № 6. С. 3—30.
10. Узлов И.Г., Бабич В.К., Мирошниченко Н.Г., Дружинин М.А. Влияние углерода на эксплуатационную стойкость колесной стали // Вестник ВНИИЖТ. 1978. № 3. С. 43—45.

### References

1. Markov D.P. Tribologiya i ee primeneniye na zheleznodorozhnom transporte. M.: Intekst, 2007. 408 s.
2. Tselnokatanye zheleznodorozhnye koleasa / T.V. Larin, V.P. Devyatkin, V.N. Krivoshee, I.V. Naumov, V.I. Chalyh. M. Transzheldorizdat // Tr. TSNI MP. 1956. Vyp. 124. 187 s.
3. Vorobev A.A., Ivanov I.A., Kushner V.S., Krutko A.A. Razrabotka rekomendacij po rezhimam obrabotki kolesnyh par povyshennoj tverdosti // Transport Urala. 2009. № 2. S. 48—52.
4. Vorobev A.A., Kushner V.S., Krutko A.A. Obtochka koles povyshennoj tverdosti // Zheleznodorozhnyj transport. 2009. Vyp. 6. S. 64—66.
5. Tonn W. Archiv fur das Eisenhüttenwesen. 1935. № 10. S. 467—470.
6. Fegredo D.M., Shehato H.T., Polmen O. The Effect of sulphide and oxide inclusions on the wear rate of a standard C-Mn and Cr-Mo alloy rail steel // Wear. 1988. V. 126. № 3. P. 286—306.
7. Shur E.A., Bychkova N.Ya., Markov D.P., Kuzmin N.N. Iznosostojkost relsovyh i kolesnyh stalej // Trenie i iznos. 1995. T. 16. № 1. S. 80—89.
8. Mihalev M.S., Litvinov V.L. Sluzhba objemnozakaennyh uglerodistyh relsov // Vestnik VNIIZHT. 1968. № 4. S. 40—43.
9. Larin T.V., Uzlov I.G., Poryshev Yu.M. Prichiny vyhoda koles iz ekspluatcii i puti povysheniya ih sluzhebnyh svojstv // Vestnik VNIIZHT. 1975. № 6. S. 3—30.
10. Uzlov I.G., Babich V.K., Miroshnichenko N.G., Druzhinin M.A. Vliyanie ugleroda na ekspluatatsionnyu stojkost kolesnoj stali // Vestnik VNIIZHT. 1978. № 3. S. 43—45.



УДК 629.4.027

Шафигула Калимуллович Исмаилов, д-р техн. наук (ОмГУПС, Омск),  
 Андрей Петрович Шилияков, канд. техн. наук (ОмГУПС, Омск),  
 Александр Сергеевич Талызин, инженер (ОмГУПС, Омск),  
 Дмитрий Владимирович Мурзин, канд. техн. наук (ОмГУПС, Омск)

## ПРИМЕНЕНИЕ МОДЕЛИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БАЛАНСА ПРИ БОКСОВАНИИ КОЛЕСНЫХ ПАР ЭЛЕКТРОВОЗОВ ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ИЗНОСА ИХ БАНДАЖЕЙ

Shafigula K. Ismailov, DSc (OSTU, Omsk),  
 Andrey P. Shilyakov, PhD (OSTU, Omsk),  
 Alexandr S. Talyzin, engineer (OSTU, Omsk),  
 Dmitry V. Murzin, PhD (OSTU, Omsk)

## Application of a method of power balance at boxing wheel pairs of electric locomotives for forecasting of deterioration of their bandages

### Аннотация

В статье описана методика определения энергии сил трения в зоне контакта колеса и рельса. Приведены трехмерные модели энергетического баланса для устойчивого режима реализации силы тяги и режимов боксования колесных пар. Рассмотрены переходные процессы срыва в боксование и восстановления сцепления колесной пары и рельса. Даны оценки потерь мощности в зоне контакта «колесо — рельс» при боксовании. Предложено использование понятия времени экстремальной работы локомотива к прогнозированию износа бандажей их колесных пар и описана методика определения интенсивности нарастания износа бандажей до критических величин без их фактических замеров в депо.

**Ключевые слова:** электровозы, энергия сил трения, контакт колеса и рельса, износ бандажей колесных пар, время экстремальной работы локомотива, зависимость времени работы и износа бандажей.

### Annotation

In article there is described the technique of friction forces energy detection in the zone of wheel and rail track contact. There are presented three-dimensional models of energy balance model for a stable mode of tractive force realization and wheel pairs' skid. Failure transients in skid and wheel pair-rail track grip renewal are considered. There are given estimations of capacity loss in the zone of "wheel-rail track" contact while skidding. Use of electric locomotive extreme work time concept to its wheel pairs' tyres' wear forecasting is offered and the technique of intensity detection of tyres' wear increase to critical values without their actual measurements in depot is described.

**Key words:** electric locomotive, friction forces energy, wheel and rail track contact, wheel pair tyres' wear, time of electric locomotive extreme work, time work and tyres's wear dependence.

Локомотивное хозяйство ОАО «РЖД» призвано обеспечить объемы грузоперевозок эффективным использованием парка локомотивов и качественным выполнением технических обслуживания и текущих ремонтов при безусловном соблюдении требований обеспечения безопасности движения.

От состояния и дефектов поверхностей катания и гребней бандажей колесных пар электровозов и от величины износов указанных поверхностей во многом зависит безопасность движения поездов.

Износ бандажей колесных пар электровозов определяется мощностью сил трения в зоне контакта «колесо — рельс» [1]. Для качественного описания процессов взаимодействия движущего колеса и рельса возможно использование метода энергетического баланса. Этот метод позволяет проанализировать различные режимы работы системы «колесо — рельс», дать им сравнительную оценку, построить модели преобразования и потребления энергии в механизме сцепления колеса с рельсом.

Сцепление колеса с рельсом является механизмом силовой передачи движения посредством силы трения, и, как в любом механизме, здесь невозможно исключить потери энергии, которые определяются как

$$\Delta Q_{\text{сц}} = \int F_{\text{сц}} V_{\text{ск}} dt, \quad (1)$$

где  $F_{\text{сц}}$  — сила сцепления;

$V_{\text{ск}}$  — скорость проскальзывания колеса относительно рельса (скорость скольжения);

$t$  — время.

При этом энергетическую сторону процессов в зоне контакта колеса с рельсом при условии равенства силы тяги на ободе колеса  $F_{\text{к}}$  и силы сцепления  $F_{\text{сц}}$ , т. е. ( $F_{\text{к}} = F_{\text{сц}}$ ), можно оценить при помощи коэффициента полезного действия [2], который для режима тяги выразится в следующем виде:



$$\eta_{\text{cu}} = \frac{P_0}{P} = \frac{F_{\text{cu}} V_0}{F_{\text{cu}} V} = \frac{V_0}{V} = \frac{V_0}{V_0 + V_{\text{ck}}} = \frac{1}{1 + \frac{V_{\text{ck}}}{V_0}}, \quad (2)$$

где  $P_0 = P - \Delta P_{\text{сц}}$  — механическая мощность, реализованная на тягу поезда (полезная);

$P$  — механическая мощность, подведенная к колесу (полная);

$\Delta P_{\text{сц}} = F_{\text{сц}} V_{\text{ск}}$  — потери мощности в зоне контакта колеса с рельсом;

$V_0$ ,  $V$  — скорость поступательного движения колеса и полная скорость колеса.

Формула (2) справедлива для стационарного процесса сцепления при условии равенства силы тяги на ободе колеса  $F_k$  и силы сцепления  $F_{сц}$ , т. е.  $F_k = F_{сц}$ , что возможно лишь в отсутствие развития — прекращения боксования. Графически такой процесс показан на рис. 1.

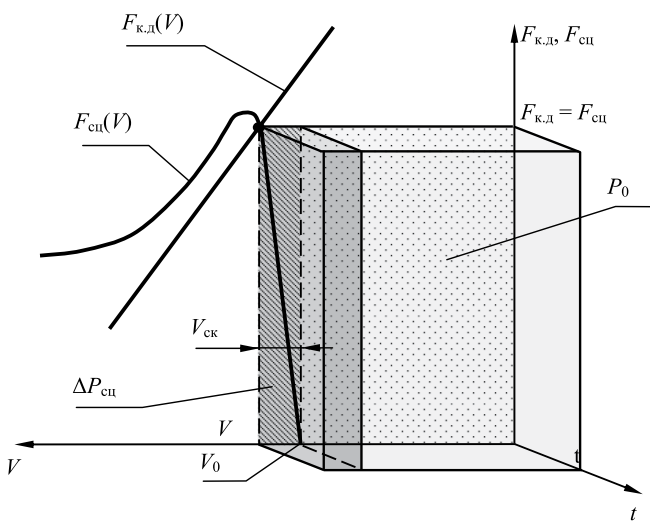


Рисунок 1 — Трехмерная модель энергетического баланса в системе «колесо — рельс» в стационарном режиме

Характеристика сцепления  $F_{\text{ск}}(V)$  на рис. 1 имеет [1] «классический» вид с четко выраженным максимумом и восходящей (рабочей) и падающей ветвями. Величина  $V_{\text{ск}}$  при предельных и близких к ним тяговых усилиях может составлять от 1 до 10% от  $V_0$ , что определяется условиями сцепления колеса с рельсом. В данной работе принята характеристика сцепления колеса с рельсом для усредненных условий эксплуатации электровозов. Нелинейная тяговая характеристика  $F_{\text{к.д.}}(V)$  в целях упрощения приведена к линейному виду, при этом для наглядности представления характеристики «зеркально» перенесены из первого квадранта во второй.

Стационарный режим сцепления колеса с рельсом (см. рис. 1) характеризуется определенными значениями потерь энергии и КПД сцепления согласно выражениям (1) и (2) и соответственно определенной величиной износа бандажей колесных пар.

При вождении тяжеловесных поездов, особенно при их разгоне до установленной скорости движения, что сопровождается реализацией электровозом максимальных и близких к ним тяговых усилий, резко возрастает вероятность срыва колесных пар в буксование.

При возникновении процессов развития — прекращения боксования нарушается равенство между силами тяги и сцепления ( $F_k \neq F_{\text{сц}}$ ), а скорость скольжения  $V_{\text{ск}}$  будет изменяться в соответствии с уравнением боксования [1, 3]

$$m_{\text{bp}} \frac{dV_{\text{ck}}}{dt} = F_{\text{к.л}}(V) - F_{\text{цл}}(V_{\text{ck}}), \quad (3)$$

где  $m_{вр}$  — приведенная масса колесной пары и связанных с ней вращающихся частей.

Рассмотрим трехмерную модель энергетического баланса в режиме возникновения и последующей ликвидации избыточного проскальзывания колеса относительно рельса, показанную на рис. 2. Тяговая характеристика привода имеет вид зависимости  $F''_{\text{к.д.}}(V)$  (линия А-А).

Первоначально (время  $t$  в интервале от нуля до  $t_1$ ) система «колесо — рельс» работает в стационарном режиме: реализуется сила тяги  $F_{\kappa\lambda 1} = F_{\text{сн1}}$  при скорости скольжения  $V_{\text{ск1}}$ . Меха-

низ сцепления имеет КПД, равный  $\eta_{\text{сш}} = \frac{1}{1 + \frac{V_{\text{сш}}}{V_0}}$ . Потери

мощности при этом будут равны  $\Delta P_{\text{сц1}} = F_{\text{сц1}} V_{\text{ск1}}$ .

В момент времени  $t = t_1$  при постановке машинистом следующей позиции контроллера или ступени ослабления поля происходит переход с тяговой характеристики А-А на тяговую характеристику Б-Б. При этом сила тяги будет равна либо превысит силу сцепления ( $F_k \geq F_{cl}$ ), что приведет колесную пару к неустойчивому состоянию и к возможному срыву в буксование. При этом скорость колеса  $V$  растет в соответствии с тяговой характеристикой двигателя  $F_{к,д1}(V)$  за счет увеличения скорости скольжения с  $V_{ск1}$  до  $V_{ск2}$  при неизменной скорости поступательного движения  $V_0$ .

После срыва колесной пары в боксование процесс стабилизируется в точке 3 ( $t = t_2$ ), когда система приходит в равновесное состояние ( $F_{\kappa,3} = F_{\text{сн}3}$ ). При этом сила тяги снижается со значения  $F_{\kappa,2}$  до  $F_{\kappa,3}$ , КПД сцепления — с  $\eta_{\text{сн}2}$  до

$$\eta_{\text{сшз}} = \frac{1}{1 + \frac{V_{\text{сшз}}^3}{V_0^3}}, \text{ а потери мощности возрастают до значения}$$

$\Delta P_{\text{цз}} = F_{\text{цз}} V_{\text{скз}}$ . Из рис. 2 видно, что некоторую компенсацию росту потерь от избыточного скольжения составляет снижение силы тяги, однако если это снижение можно оценить в долях от первоначального, то скорость скольжения возрастает в несколько раз. Ухудшение показателей энергетического баланса характеризует снижение КПД сцепления.

Предположим, что машинист в момент времени  $t = t_3$ , реагируя на начавшееся боксование, принимает решение не применять песок, а уменьшить тягу электровоза, чему соответствует тяговая характеристика  $F''_{\text{кд}}(V)$  (линия А-А). При этом скорость скольжения сначала снижается до значения  $V_{\text{скд}}$  (точка 4).

Данная точка характеризуется значениями силы тяги  $F_{\text{к.л.4}} = F_{\text{сн.2}}$ , коэффициента полезного действия механизма

сцепления  $\eta_{\text{сч}4} = \frac{1}{1 + \frac{V_{\text{сч}4}}{V_0}}$  и потерь мощности  $\Delta P_{\text{сч}4} = F_{\text{сч}4} V_{\text{сч}4}$ .

Точка 4 является неустойчивой, и при малейшем смещении вправо от нее (момент времени  $t=t_4$ ) происходит восстано-

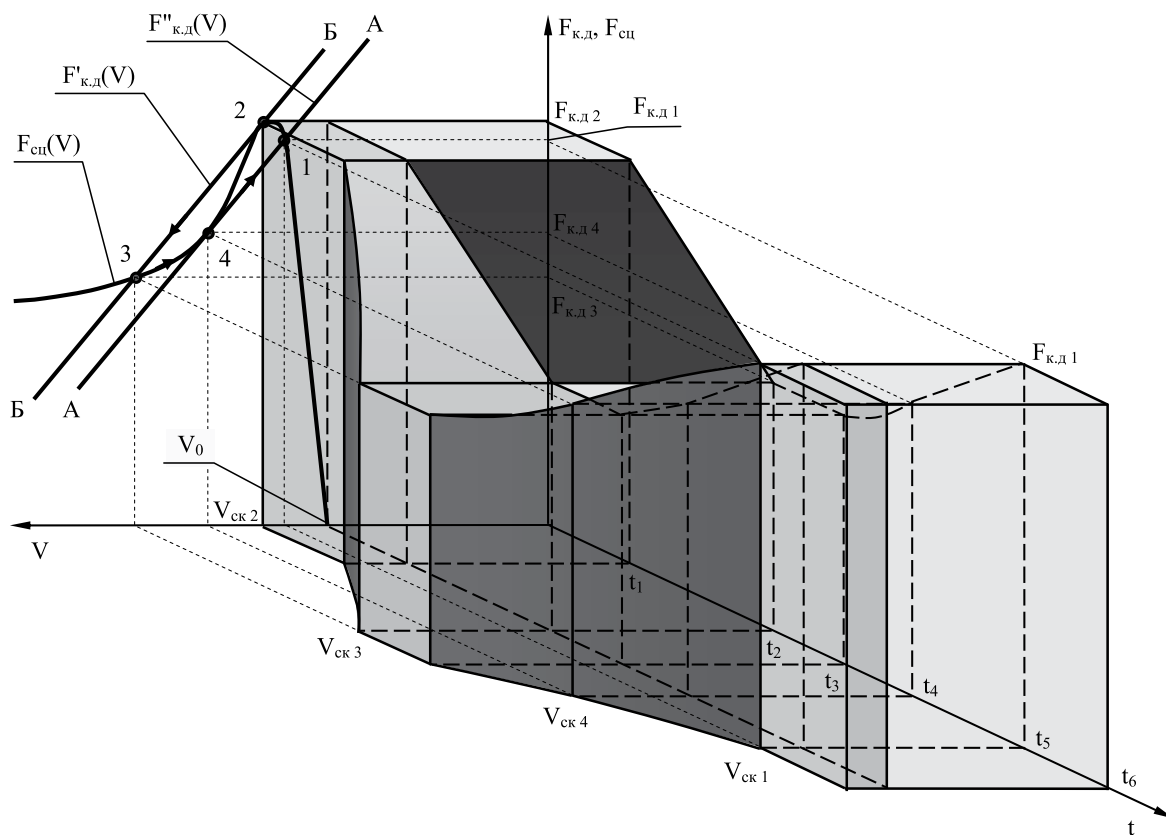


Рисунок 2 — Трехмерная модель энергетического баланса в системе «колесо — рельс» в процессе развития — прекращения боксования

ление нормального сцепления и прекращения боксования (процесс перехода из точки 4 в точку 1 происходит по линии тяговой характеристики А-А). При этом скорость скольжения в соответствии с тяговой характеристикой уменьшается до значения  $V_{ск1}$ , а сила тяги возрастает до значения  $F_{кл1} = F_{сц1}$

(точка 1). КПД сцепления возрастает до  $\eta_{сц1} = \frac{1}{1 + \frac{V_{ск1}}{V_0}}$ , а по-

тери мощности уменьшаются до значения  $\Delta P_{сц1} = F_{сц1} V_{ск1}$ .

Из анализа показателей энергетического баланса в системе «колесо — рельс» очевидно, что рост скорости скольжения при боксовании в рассматриваемом примере приводит к увеличению потерь мощности  $\Delta P_{сц}$  в 1,5—2 раза в сравнении с небоксующим колесом. Конкретные значения КПД сцепления и потерь энергии определяются исходными и конечными параметрами режима входа и выхода из режима боксования, а также условиями протекания процесса.

Рассмотрим второй вариант действий машиниста в момент времени  $t = t_3$  (начало боксования из-за уменьшения коэффициента сцепления, например, при проследовании электровозом переезда), а именно подачу песка под боксующую колесную пару без уменьшения силы тяги, т. е. без перехода на более низкую позицию контроллера (рис. 3). Процессы взаимодействия характеристик тяги и сцепления носят тот же характер, что описан выше, но со следующей особенностью: при подаче песка (т. е. при увеличении коэффициента сцепления) происходит переход из точки 2 в точку 1 по тяговой характеристике  $F_{кл}(V)$ , и боксование прекращается.

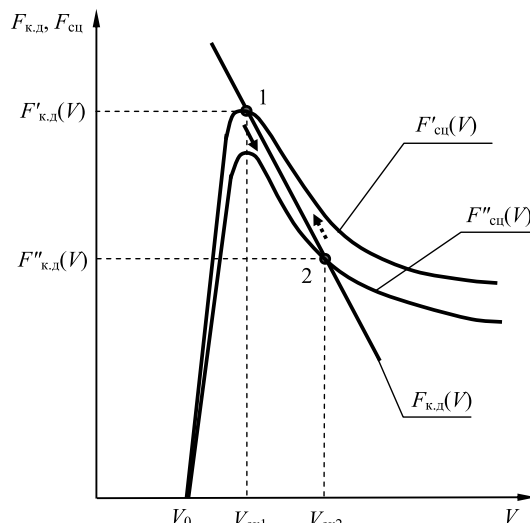


Рисунок 3 — Процесс прекращения боксования колесной пары путем подсыпки песка

Для расчета величин потерь энергии в зоне контакта тягового колеса и рельса возможно применение типовой методики, установленной Правилами тяговых расчетов, с определенными дополнениями: при выполнении тягового расчета наряду с расчетом полной мощности сил трения также дополнительно определяется время (по кривой времени), при котором электровоз реализовывал силу тяги, равную 75—100% от силы сцепления (участок между точками 1 и 2, характеристика сцепления  $F_{сц}(V)$  на рис. 2). Такой режим работы электрово-

за сопровождается наиболее частыми срывами сцепления с соответствующей интенсивной подачей песка под колесные пары.

Анализ показателей энергетического баланса и зависимостей, приведенных на рис. 2 и 3, показывает увеличение потерь энергии в зоне контакта боксующего колеса с рельсом в сравнении с небоксующим.

Отношение длительности работы локомотива с максимальными и близкими к ним тяговыми усилиями, называемое также временем экстремального использования по сцеплению  $t_{\text{экстр}}$  [4], определенное для конкретного участка, к общему времени движения локомотива с поездом  $t_0$ , по участку (коэффициент экстремальной работы  $K_{\text{экстр}} = t_{\text{экстр}}/t_0$ ), показывает, какую долю общего времени своей работы локомотив реализовывал максимальную силу тяги, сопровождаемую увеличенным износом бандажей.

Время работы локомотива является одним из показателей работы тягового подвижного состава, наряду с пробегом, производительностью, удельным расходом электроэнергии. Доказано [5], что для прогнозирования износа бандажей возможно использование любого и только одного из четырех рассмотренных эксплуатационных показателей.

Для определения связи между износом поверхностей бандажа и коэффициентом экстремальной работы  $K_{\text{экстр}}$  необходимо провести тяговые расчеты на всех участках обращения электровоза с поездами различной массы с учетом необходимых дополнений, которые позволят рассчитать время экстремальной работы локомотива на каждом участке обращения электровоза, в том числе и для поездов повышенной массы, вождение которых будет сопровождаться интенсивной подачей песка с увеличенным абразивным износом бандажей.

Практика эксплуатации показывает, что износ поверхностей катания и гребней бандажей первой по ходу

электровоза колесной пары больше, чем износы соответствующих элементов бандажей остальных колесных пар, что часто приводит к постановке электровоза на обточку именно из-за критического износа бандажа одной (первой или восьмой) колесной пары. Первая по ходу колесная пара электровоза наиболее склонна к боксованию в силу известных причин. Для возможного снижения и доведения интенсивности износа бандажей первой (восьмой) колесной пары до уровня интенсивности износа остальных колесных пар целесообразно проработать ряд технических решений по отключению 1-го (8-го) тяговых электродвигателей после разгона тяжеловесного поезда до установленной скорости движения, а также на легких участках профиля пути.

Система учета работы локомотивов, существующая в настоящее время в локомотивных депо ОАО «РЖД», позволяет определить количество поездок каждого электровоза для всех его участков обращения с поездами различной массы за определенное время. По статистическим данным замеров бандажей колесных пар электровозов, взятым в журналах формы ТУ-28 локомотивных ремонтных депо, возможно определить интенсивность нарастания износов и связать эти величины с результатами расчетов коэффициента экстремальной работы  $K_{\text{экстр}}$ , применив соответствующий математический аппарат.

Располагая полученной зависимостью между износом поверхностей бандажа, обусловленным в том числе номером тяговой оси, подачей песка и временем экстремальной работы локомотива, можно с достаточной степенью вероятности прогнозировать интенсивность нарастания износа до его критических величин без фактических замеров в депо и рассчитать время обязательной постановки локомотива на обточку по предельно допустимому износу бандажей колесных пар.

## Литература

1. Лисунов В.Н. Использование сил взаимодействия движущего колеса с рельсом в режимах тяги и электрического торможения: монография / Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2003. 160 с.
2. Лисунов В.Н. Коэффициент полезного действия сцепления // Исследование тягово-энергетических показателей электроподвижного состава: межвуз. темат. сб. науч. тр. / Омский ин-т инж. ж.-д. трансп. Омск, 1981. С. 27—30.
3. Лисунов В.Н. О формировании силы тяги движущим колесом и гистерезисе характеристики сцепления // Исследование тягово-энергетических показателей электроподвижного состава: межвуз. темат. сб. науч. тр. / Омский ин-т инж. ж.-д. трансп. Омск, 1987. С. 6—13.
4. Лисунов В.Н. Оптимальное использование силы тяги локомотивов по сцеплению // Железнодорожный транспорт. 1982. № 9. С. 62—63.
5. Исаев И.П., Горский А.В., Воробьев А.А. Факторный анализ процессов изнашивания бандажей колесных пар электровозов // Вестник ВНИИ-ЖТ. 1980. № 4. С. 22—26.

## References

1. Lisunov V.N. Ispol'zovanie sil vzaimodejstviya dvizhushchego koleasa s rel'som v rezhimakh tyagi i elektricheskogo tormozheniya: monografiya / Omskij gos. un-t putej soobshcheniya. Omsk, 2003. 160 s.
2. Lisunov V.N. Koeffitsient poleznogo dejstviya sčepleniya // Issledovanie tyagovo-energeticheskikh pokazatelej elektropodvizhnogo sostava mezhvuz. temat. sb. nauch. tr. // Omskij in-t inzh. zh.-d. transp. Omsk 1981. S. 27—30.
3. Lisunov V.N. O formirovanii sily tyagi dvizhuchim kolesom i gisterезise kharakteristiki sčepleniya // Issledovanie tyagovo-energeticheskikh pokazatelej elektropodvizhnogo sostava mezhvuz. temat. sb. nauch. tr. // Omskij in-t inzh. zh.-d. transp. Omsk, 1987. S. 6—13.
4. Lisunov V.N. Optimalnoe ispol'zovanie sily tyagi lokomotivov po sčepleniyu // Zheleznodorozhnyj transport. 1982. № 9. S. 62—63.
5. Isaev I.P., Gorskij A.V., Vorobev A.A. Faktornyj analiz processov iznashivaniya bandazhej kolesnyh par elektrovozov // Vestnik VNIIZHT. 1980. № 4. S. 22—26.

УДК 629.423

Виктор Алексеевич Нехаев, д-р техн. наук (ОмГУПС, Омск),  
Виктор Александрович Николаев, д-р техн. наук (ОмГУПС, Омск),  
Александр Николаевич Смалев, аспирант (ОмГУПС, Омск)

## ДИНАМИКА НЕОБРЕССОРЕННЫХ МАСС ЭЛЕКТРОВОЗА ВЛ10

Viktor A. Nekhaev, DSc (OSTU, Omsk),  
Viktor A. Nikolaev, DSc (OSTU, Omsk),  
Alexandr N. Smalev, PhD student (OSTU, Omsk)

## Dynamics of unsprung mass of a locomotive VL10

### Аннотация

Рассматривается движение необрессоренных масс локомотива по пути со случайной геометрической неровностью рельсов в качестве возмущающего воздействия на основе метода разделения движения. Внешнее возмущение задано аналитически спектральной плотностью. Рассчитано среднеквадратическое отклонение подпрыгивания и динамического давления на путь, найдены зависимости от скорости движения для их максимальных значений. Проведено сравнение с результатами испытаний.

**Ключевые слова:** разделение движения, необрессоренная масса, геометрическая неровность рельсов, спектральная плотность, среднеквадратическое отклонение, подпрыгивание, давление на путь.

### Annotation

There is described electric locomotive unsprung masses movement on a rail track with rail random geometric irregularity as disturbing influence based on the movement separation method. External disturbance is given analytically by spectral density. There are calculated mean-square deviations of bouncing and rail track dynamic pressure; dependencies on movement velocity for their maximal values are found. The comparison with test results is made.

**Key words:** movement separation, unsprung mass, rails' geometrical irregularity, spectral density, mean-square deviation, bouncing, rail track pressure.

При решении любых задач механики важным этапом является получение зависимостей, характеризующих те или иные процессы, протекающие в системе. Это связано с удобством дальнейшего анализа в том смысле, что в полученной математической модели легче проводить варьирование необходимых параметров по сравнению с экспериментом на реальном объекте. Это утверждение применимо и к объектам железнодорожного транспорта. Важную роль здесь играет снижение стоимости и сокращение времени моделирования.

Уже многие годы для повышения адекватности моделей и получения более достоверных результатов в качестве возмущающего внешнего воздействия принимается случайный процесс. Тем не менее и в настоящее время встречается достаточное количество работ, основанных на детерминированном характере протекания процессов. В связи с этим, как показывает практика, нередки случаи, когда результаты расчетов значительно расходятся с данными экспериментов. К тому же и во многих задачах вертикальной и горизонтальной динамики давление экипажа на путь учитывается как статическая величина, несмотря на то что его динамическая составляющая весьма существенна.

Для такой колебательной системы, как движущийся железнодорожный экипаж, одним из параметров, описание которого желательно представлять в виде случайного процесса во времени, является геометрическая неровность поверхности катания рельса. Для ее описания предлагается большое количество спектральных плотностей, при этом наиболее простым будет представление в виде неровностей рельса с законом распределения типа «белого» шума. Для моделирования реальных колебательных систем на «белый» шум накладываются некоторые ограничения.

Исследуем движение экипажа по случайной геометрической неровности. Рассмотрим его колебания в вертикальной плоскости. В качестве математической модели возьмем механическую систему с так называемыми 1,5 степенями свободы. Половину степени свободы здесь образует способная колебаться листовая рессора, массой которой можно пренебречь. Расчетная схема такой системы представлена на рис. 1. В данной схеме рассматривается необрессоренное движение колесной пары, поэтому надрессорные элементы экипажа обозначены как неподвижные. Так сделано на основании возможности разделения движения [1], т. е. рассмотрения движения колесной пары без учета динамики надрессорного строения экипажа (это допущение апробировано в динамике необрессоренных масс подвижного состава).



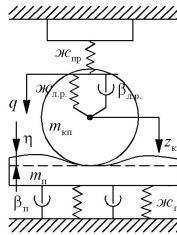


Рисунок 1 — Расчетная схема

Согласно расчетной схеме составим систему дифференциальных уравнений малых колебаний для двух обобщенных координат: вертикальных колебаний края листовой рессоры и колесной пары. Решим поставленную задачу с помощью метода Лагранжа. Нам необходимо отыскать все виды механической энергии, присутствующей в системе, а также обобщенные силы для каждой из координат.

Сначала введем обозначения, которые потребуются в расчетах:

$q$  — вертикальные колебания края листовой рессоры;

$z_{кп}$  — вертикальные колебания колесной пары;

$z_{п}$  — вертикальные колебания пути;

$\eta$  — случайная функция геометрической неровности рельса.

Движение колеса по рельсу рассматривается с применением гипотезы безотрывного движения, т. е. координата колебаний колесной пары определяется как сумма координаты колебаний пути и неровности рельса.

В качестве объекта исследования выберем локомотив ВЛ10. Зададим необходимые для решения задачи параметры системы [2, 3] (в расчете на одну колесную пару):

$m_{кп}=0,662$  — масса необрессоренных частей экипажа, тс·с<sup>2</sup>/м;

$m_{п}=0,05$  — «приведенная» масса пути, тс·с<sup>2</sup>/м;

$\mathcal{J}_{сп}=1120$  — жесткость пружин рессорного комплекта, тс/м;

$\mathcal{J}_{л.р.}$  — жесткость листовых рессор, тс/м;

$\mathcal{J}_{п}=70000$  — приведенная жесткость пути, тс/м;

$\mathcal{J}_{с}=200,4$  — суммарная жесткость буксового рессорного комплекта, тс/м; согласно расчетной схеме буксовые пружины и листовая рессора располагаются последовательно;

$\beta_{п}=23$  — приведенный коэффициент вязкого трения в пути, тс·с/м;

$\beta_{л.р.}=87,7$  — эквивалентный коэффициент вязкого трения в листовой рессоре, тс·с/м; данный параметр был найден с применением методики М.И. Батя [4] по формуле

$$\beta_{л.р.} = \frac{4 \ln \sqrt{\frac{1+\psi}{1-\psi}}}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2 \sqrt{\frac{1+\psi}{1-\psi}}}} \sqrt{m \mathcal{J}}, \quad (1)$$

где  $\psi=0,3$  — средний относительный коэффициент трения в листовой рессоре (зависит от условий эксплуатации);

$$m = m_{кп} + m_{п};$$

$$\mathcal{J} = \mathcal{J}_{с} + \mathcal{J}_{п}.$$

Рассчитаем кинетическую  $T$  и потенциальную  $\Pi$  энергии системы, а также диссипативную функцию  $\Phi$ . Запишем для системы уравнение Лагранжа 2-го рода в общем виде

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = \sum F_i; \quad q_1 = q, \quad q_2 = z_{кп}. \quad (2)$$

Найдем все слагаемые уравнения по каждой координате и, подставив найденные составляющие в исходное уравнение

(2), получим систему дифференциальных уравнений динамики системы:

$$\begin{cases} \beta_{л.р.} \dot{q} - \beta_{л.р.} \dot{z}_{кп} + (\mathcal{J}_{сп} + \mathcal{J}_{л.р.}) q - \mathcal{J}_{л.р.} z_{кп} = 0; \\ (m_{кп} + m_{п}) \ddot{z}_{кп} + (\beta_{л.р.} + \beta_{п}) \dot{z}_{кп} - \beta_{л.р.} \dot{q} + (\mathcal{J}_{л.р.} + \mathcal{J}_{п}) z_{кп} - \mathcal{J}_{л.р.} q = m_{п} \ddot{\eta} + \beta_{п} \dot{\eta} + \mathcal{J}_{п} \eta. \end{cases} \quad (3)$$

Для нахождения статистических показателей колебательных процессов в системе по методу Винера — Хинчина [5] нам понадобятся передаточные функции для ускорений обобщенных координат системы по возмущению. Определим их, преобразовав систему дифференциальных уравнений по Лапласу, а затем, выражая поочередно в первом соотношении для изображений одну координату через другую и подставляя полученное значение во второе, перейдем к отношениям, характеризующим искомые передаточные функции:

$$\begin{cases} W_q(s) = \frac{\ddot{Q}(s)}{\ddot{H}(s)} = \frac{B_q(s)}{A(s)}; \\ W_z(s) = \frac{\ddot{Z}(s)}{\ddot{H}(s)} = \frac{B_z(s)}{A(s)}, \end{cases} \quad (4)$$

где  $B_z(s) = b_0 s^3 + b_1 s^2 + b_2 s + b_3$ ;

$B_q^*(s) = b_0^* s^3 + b_1^* s^2 + b_2^* s + b_3^*$ ;

$A(s) = a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3$ ;

$\ddot{Q}(s)$ ,  $\ddot{Z}(s)$  и  $\ddot{H}(s)$  — изображения по Лапласу ускорений вертикальных колебаний края листовой рессоры, колесной пары и случайных геометрических неровностей рельса соответственно.

В числителе и знаменателе каждой дроби присутствуют полиномы 3-й степени. Коэффициенты полиномов вычисляются через известные физические параметры системы и определяются следующими выражениями (для них можно найти числовое значение):

$$\begin{cases} b_0 = m_{п} \beta_{л.р.}; \\ a_0 = (m_{кп} + m_{п}) \beta_{л.р.}; \\ a_1 = \beta_{п} \beta_{л.р.} + (m_{кп} + m_{п}) (\mathcal{J}_{сп} + \mathcal{J}_{л.р.}); \\ a_2 = \beta_{л.р.} (\mathcal{J}_{сп} + \mathcal{J}_{п}) + \beta_{п} (\mathcal{J}_{сп} + \mathcal{J}_{л.р.}); \\ a_3 = \mathcal{J}_{л.р.} \mathcal{J}_{сп} + \mathcal{J}_{п} (\mathcal{J}_{сп} + \mathcal{J}_{л.р.}); \\ b_1 = \beta_{л.р.} \beta_{п} + m_{п} (\mathcal{J}_{сп} + \mathcal{J}_{л.р.}); \\ b_1^* = \beta_{л.р.} \beta_{п} + m_{п} \mathcal{J}_{л.р.}; \\ b_2 = \beta_{л.р.} \mathcal{J}_{п} + \beta_{п} (\mathcal{J}_{сп} + \mathcal{J}_{л.р.}); \\ b_2^* = \beta_{л.р.} \mathcal{J}_{п} + \beta_{п} \mathcal{J}_{л.р.}; \\ b_3 = \mathcal{J}_{п} (\mathcal{J}_{сп} + \mathcal{J}_{л.р.}); \\ b_3^* = \mathcal{J}_{п} \mathcal{J}_{л.р.}. \end{cases} \quad (5)$$

Очевидно, что передаточные функции для  $q$  и  $z_{кп}$  отличаются лишь тремя коэффициентами, которые при этом являются попарно достаточно близкими по значению. Далее все расчеты достаточно привести только для одной из обобщенных координат, например для  $z_{кп}$ , а для второй результат получится простой заменой соответствующих коэффициентов. Отметим, что результаты вычислений для обеих координат отличаются друг от друга несущественно.

Теперь рассчитаем аналитически среднеквадратическое отклонение ускорения подпрыгивания колесной пары

$$\sigma_z^2 = \int_{-\infty}^{\infty} S_z(\omega) d\omega. \quad (6)$$

Спектральную плотность ускорения подпрыгивания найдем по формуле

$$S_z(\omega) = |W_z(j\omega)|^2 S_{\eta}(\omega), \quad (7)$$

где  $|W_z(j\omega)|^2$  — квадрат модуля частотной передаточной функции для координаты  $z_{кп}$ , полученной из второго выражения системы (4).

Свойства поверхности катания рельса в выражении (7) характеризуются спектральной плотностью ускорения геометрической неровности рельса, которую примем согласно [6] независимой от частоты и в виде функции скорости экипажа,

$$S_{\eta}(\omega) = 1,24 \cdot 10^{-6} V^3 = S_0 V^3 = S_0(V). \quad (8)$$

Исследуем ЛАЧХ рассматриваемой механической системы для обеих координат, которая приведена на рис. 2. Здесь отражены два случая: без учета (кривые 1 для  $q$  и 2 для  $z_{\text{кн}}$ ) и с учетом (кривая 3) в расчетах «приведенной» массы пути. На представленных графиках видно, что расхождение свойств системы для разных координат наблюдается только при очень малых частотах. Одновременно с этим значительное расхождение точной характеристики (в случае учета массы пути) и приближенной (в случае пренебрежения ею) наблюдается при частотах, многократно превышающих резонансную, что справедливо для обеих координат (кривая 3). В области резонанса расхождение точной и приближенной кривой является незначительным и заключается в небольшом уменьшении резонансной частоты и сглаживании пика характеристики при точном расчете.

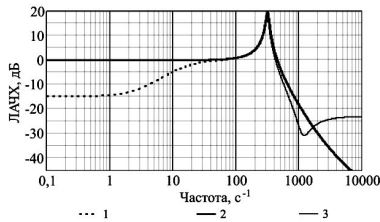


Рисунок 2 — ЛАЧХ колебательной системы

Преобразуем формулу (7) с учетом того, что квадрат модуля частотной передаточной функции представляет собой отношение двух полиномов 6-й степени, тогда выражение (6) запишется в виде

$$\sigma_z^2 = 2\pi S_0(V) I_3, \quad (9)$$

$$\text{где } I_3 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{B_6(\omega)}{A_6(\omega)} d\omega.$$

Очевидно, что полиномы числителя и знаменателя дробно-рациональной функции подынтегрального выражения имеют одинаковый порядок, а следовательно, интеграл не будет сходиться. Однако предположим, что приведенной массой пути  $m_{\text{п}}$  можно пренебречь по сравнению с массой необрессоренной части экипажа. Тогда в частотной передаточной функции коэффициент  $b_0$  при старшей степени полинома числителя станет равным нулю, и степень полинома понизится на 2, в этом случае условие сходимости интеграла уже будет выполняться.

Вычислим указанный в формуле (9) несобственный интеграл от дробно-рациональной функции по известной формуле теории вычетов, указанной в [5]. Тогда для рассматриваемой модели среднеквадратическое отклонение ускорения подпрыгивания колесной пары при движении по упругому рельсовому пути будет равно

$$\sigma_z = \sqrt{2\pi S_0(V) I_3} = \sqrt{2\pi S_0(V) \frac{a_2 a_3 c_1 + a_0 (a_1 c_3 - a_3 c_2)}{2 a_0 a_3 (a_1 a_2 - a_0 a_3)}}, \quad (10)$$

$$\text{где } c_1 = b_1^2, \quad c_2 = 2b_1 b_3 - b_2^2, \quad c_3 = b_3^2.$$

Таким образом, интегрируя спектральную плотность случайного процесса ускорения колебаний  $z_{\text{кн}}$  (рис. 3), получим его среднеквадратическое отклонение. Отметим, что аналитически данную величину можно получить только по приближенной спектральной плотности (утолщенные линии на рис. 3), если

пренебречь массой пути. Численное интегрирование спектральной плотности, полученной по приближенной характеристике, дает такой же результат, но все же он также является приближенным. А вот интегрирование точной спектральной плотности (тонкие линии), которая с увеличением частоты не сходится к нулю (см. рис. 3б), вообще говоря, дает в результате бесконечность. Поэтому интегрировать в этом случае целесообразно в ограниченном диапазоне частот, в связи с чем верхний предел интегрирования ограничивают, как правило, величиной в несколько десятков резонансной частоты.

Далее найдем зависимость от скорости движения экипажа для среднеквадратического отклонения скорости и самой координаты подпрыгивания. Для этого в интеграл подставим соответствующие спектральные плотности, которые получим путем интегрирования спектральной плотности ускорения. Следует отметить, что нет возможности получить точное значение среднеквадратического отклонения скоростей и координат колебаний, поскольку при интегрировании в знаменателе спектральных плотностей появляется соответственно один или два нулевых корня, что не удовлетворяет условию применения соответствующей формулы [5]. Следовательно, найти данные значения и их зависимость от скорости движения экипажа можно только с помощью численного интегрирования.

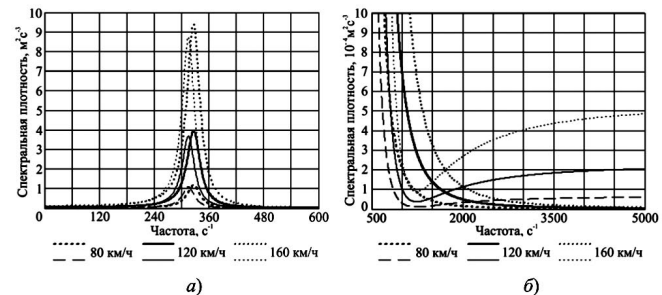


Рисунок 3 — Спектральная плотность ускорения подпрыгивания колесной пары в областях резонанса (а) и высоких частот (б) при различных скоростях движения экипажа

Кроме того, численным методом следует находить среднеквадратическое отклонение ускорения колебаний для случая, когда приведенная масса пути учитывается в расчетах (это относится ко всем случаям, где невозможен аналитический подход). Обратим внимание и на то, что в случае пренебрежения массой пути точный аналитический расчет и интегрирование в адекватном для вычислительной техники диапазоне частот дают приблизительно одинаковый результат. Следовательно, расчет зависимости среднеквадратического отклонения ускорения колебаний колесной пары от скорости движения экипажа в случае пренебрежения «приведенной» массой пути проведен по точной формуле (10), а при ее учете — с помощью интегрирования в интервале частот  $\omega$  от 0 до  $31\,400 \text{ c}^{-1}$  (применяя свойство четности подынтегральной функции).

Результаты вычислений приведены на рис. 4 для значений максимальных ускорений подпрыгивания колесной пары. Здесь же для сравнения показана кривая, построенная по формуле, выведенной на основе аппроксимации эмпирических данных, полученных при проведении испытаний подвижного состава [7]. Некоторые различия в результатах объясняются тем, что формула, предлагаемая в [7] для оценки максимальных ускорений колесной пары, характеризуется линейной за-

висимостью и является весьма приближенной. В то же время и сам результат в значительной мере зависит от исходных данных: задаваемых параметров пути и выбора аналитического описания спектральной плотности неровностей рельса.

Зависимость среднеквадратического отклонения подпрыгивания колесной пары от скорости движения экипажа показана на рис. 5. Очевидно, она очень близка к такой же характеристике для геометрической неровности рельса (рис. 5), рассчитанной по аналогичной формуле с подстановкой спектральной плотности неровности рельса в подынтегральное выражение.

В заключение найдем среднеквадратическое отклонение сил, возникающих в рассматриваемой системе. В качестве примера найдем статистические характеристики реакции рельса, так как эта сила является важной при решении задач динамики экипажа, связанных, в частности, с безопасностью движения. Следовательно, сначала определим для этой силы спектральную плотность по формуле

$$S_N(\omega) = |W_N(j\omega)|^2 S_\eta(\omega). \quad (11)$$

Передаточная функция для реакции рельса по неровности рельсового пути определяется следующим соотношением:

$$W_N(s) = \frac{N(s)}{H(s)} = (m_{\text{кп}} s^2 + \beta_{\text{зр}} s + \kappa_{\text{зр}}) W_z(s) - (\beta_{\text{зр}} s + \kappa_{\text{зр}}) W_q(s). \quad (12)$$

Далее, определив модуль передаточной функции (12), подставим его в формулу (11) для спектральной плотности реакции, а затем проинтегрируем ее и в результате вычислим среднеквадратическое отклонение реакции рельса.

Полученное значение среднеквадратического отклонения давления колесной пары на рельс и реакции рельсового пути использовано в виде зависимости от скорости движения экипажа при расчете максимальной силы давления колесной пары на рельс (см. рис. 6, кривая 1) при движении экипажа по рельсу в зоне между стыками. Кроме того, на рис. 6 для сравнения показаны графики, полученные с использованием экспериментальных данных о максимальных ускорениях и коэффициентах динамики [8] некоторых электровозов серии ВЛ10 и ВЛ80 (кривые 2 — электровоз ВЛ10-005 при  $F = 300$  кГс,  $F$  — сила трения в буксовых амортизаторах в расчете на буксу; 3 — электровоз ВЛ10-005 при  $F = 600$  кГс; 4 — электровоз ВЛ80-007, I секция; 5 — электровоз ВЛ80-007, II секция; 6 — электровоз ВЛ80-004).

## Литература

1. Галиев И.И., Нехаев В.А., Марковиченко В.В. Метод разделения движения в задачах транспортной механики // Исследование динамики транспортных и строительных конструкций: межвуз. сб. науч. тр. М.: МИИТ, 1989. Вып. 817. С. 4—10.
2. Вибрации в технике: справочник. В 6-ти т. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / под ред. Ф.М. Дементберга и К.С. Колесникова. М.: Машиностроение, 1980. 544 с.
3. Механическая часть тягового подвижного состава / под ред. И.В. Бирюкова. М.: Транспорт, 1992. 440 с.
4. Бать М.И. Вынужденные колебания в системе с гистерезисом // Прикладная математика и механика. 1940. Вып. 3. Т. 4. С. 13—30.
5. Лившиц Н.А., Пугачев В.Н. Вероятностный анализ систем автоматического управления. В 2-х т. Т. 1. Вероятностные и статистические характеристики воздействий и процессов. Линейные стационарные и нестационарные системы. М.: Советское радио, 1963. 896 с.
6. Ушкалов В.Ф., Резников Л.М., Редько С.Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей. Киев: Наукова думка, 1982. 360 с.
7. Тележечные экипажи локомотивов для повышенных скоростей движения / Под ред. К. П. Королева // Труды ЦНИИ МПС. 1962. Вып. 248. 306 с.
8. Алексеев М.В., Шестаков В.Н., Цомиров В.Э. Влияние конструкции экипажа на динамические показатели и воздействие на путь электровоза ВЛ80 // Труды ЦНИИ МПС. 1966. Вып. 317. 210 с.



Рисунок 4 — Максимальные ускорения колебаний колесной пары

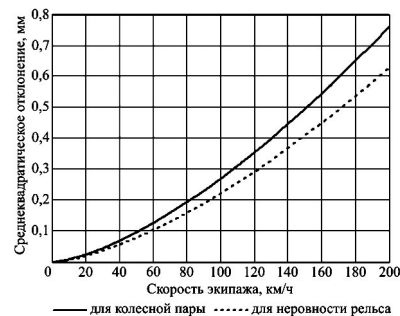


Рисунок 5 — Среднеквадратическое отклонение подпрыгивания колесной пары и геометрической неровности рельса

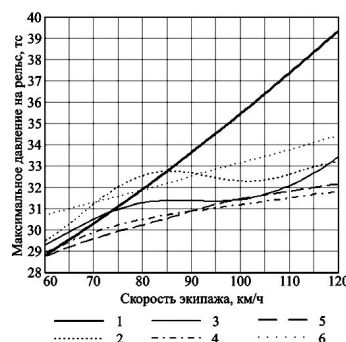


Рисунок 6 — Максимальные силы давления колесной пары экипажа на рельс

## References

1. Galiev I.I., Nehaev V.A., Markovichenko V.V. Metod razdeleniya dvizheniya v zadachah transportnoj mehaniki // Issledovanie dinamiki transportnyh i stroitelnyh konstrukcij: mezhvuz. sb. nauch. tr.: M.: MIIT, 1989. Vyp. 817. S. 4—10.
2. Vibracii v tehnike: spravocnik. V 6-ti t. T. 3. Kolebaniya mashin, konstrukcij i ih elementov / pod red. F.M. Dementberga i K.S. Kolesnikova. M.: Mashinostroenie, 1980. 544 s.
3. Mehanicheskaya chast tyagovogo podvizhnogo sostava / pod red. I.V. Biryukova. M.: Transport, 1992. 440 s.
4. Bat M.I. Vynuzhdennye kolebaniya v sisteme s gisterizisom // Prikladnaya matematika i mehanika. 1940. Vyp. 3. T. 4. S. 13—30.
5. Livshits N.A., Pugachev V.N. Veroyatnostnyj analiz sistem avtomaticheskogo upravleniya. V 2-h t. T. 1. Veroyatnostnye i statisticheskie harakteristiki vozdeystvij i processov. Linejnye statsionarnye i nestatsionarnye sistemy. M.: Sovetskoe radio, 1963. 896 s.
6. Ushkalov V.F., Reznikov L.M., Redko S.F. Statisticheskaya dinamika relsovyh ekipazhej. Kiev. Naukova dumka, 1982. 360 s.
7. Telezhechnye ekipazhi lokomotivov dlya povyshennyh skorostej dvizheniya // Pod red. K. P. Koroleva // Trudy TSNII MPS. 1962. Vyp. 248. 306 s.
8. Alekseev M.V., Shestakov V.N., Tsomirov V.E. Vliyanie konstruksii ekipazha na dinamicheskie pokazateli i vozdejstvie na put elektrovoza VL80 // Trudy TSNII MPS. 1966. Vyp. 317. 210 s.

УДК 621.332.3:629.423.1

Анатолий Николаевич Савоскин, д-р техн. наук, профессор (МИИТ, Москва),  
 Николай Николаевич Ляпушкин, канд. физ.-мат. наук (МИИТ, Москва),  
 Антон Александрович Чучин, канд. техн. наук (МИИТ, Москва)

## УТОЧНЕНИЕ МОДЕЛИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА ЛОКОМОТИВА С РЕЛЬСОМ НА ОСНОВЕ ДИСЛОКАЦИОННОЙ ТЕОРИИ ПЛАСТИЧЕСКОГО ТЕЧЕНИЯ МЕТАЛЛОВ

Anatoly N. Savoskin, DSc, professor (MIIT, Moscow),  
 Nikolay N. Lyapushkin, PhD (MIIT, Moscow),  
 Anton A. Chuchin, PhD (MIIT, Moscow)

### The model specification of the interaction between a locomotive wheel and a rail based on dislocational theory of the metal plastic yielding

#### Аннотация

В статье рассмотрена динамика движения дислокаций в рельсе при приложении в пятне контакта со стороны колеса локомотива тангенциальной силы. В результате найдено выражение для определения величины силы сцепления колеса локомотива с рельсом, зависящее от тяговых характеристик электродвигателя локомотивов  $F_k(v)$ . Получены зависимости величины сцепления от скоростей скольжения и поступательного движения колеса локомотива с последовательным и независимым возбуждением тягового электродвигателя.

**Ключевые слова:** локомотив, дислокация, модели сцепления колеса с рельсом, тяговый электродвигатель (ТЭД) с системой последовательного и независимого возбуждения, зависимости коэффициента сцепления от скорости движения и скольжения колеса.

#### Annotation

The article deals with rail dislocations dynamic moving when tangential locomotive wheel force is applied. The research results discovered the clause of creep force changing, depending on engines propulsion performances. The creep forces, creep and wheel speed dependences for the series and independent excitation engines have been achieved.

**Key words:** locomotive, dislocation, wheel-rail friction model, series and independent excitation tractive engines, creep forces, creep and wheel speed dependences.

С момента зарождения железнодорожного транспорта одной из основных проблем были поиски путей повышения сцепления колес локомотива с рельсами. Для решения этой проблемы проводили многочисленные эксплуатационные испытания в режимах тяги и торможения поездов. Во второй половине XIX в. первыми опытами в этом направлении были работы А. Пуаре, М. Боше и Дж. Бюте. Обращает на себя внимание большой разброс экспериментальных данных и общая тенденция к снижению коэффициента сцепления с увеличением скорости. Тщательно обработав эти экспериментальные данные, Н.П. Петров предложил в 1915 г. эмпирическую зависимость для определения коэффициента сцепления от скорости движения локомотива  $\psi(v)$ . Кроме того, Н.П. Петров впервые поставил вопрос о влиянии на сцепление давления, шероховатости, а также условий проведения опыта.

В течение XX в. в нашей стране и за рубежом продолжалось выполнение экспериментальных исследований по влиянию на коэффициент сцепления различных факторов. Установлены зависимости коэффициента сцепления для локомотивов различных типов от относительной скорости скольжения  $\epsilon$  и скорости движения колеса при различной влажности, погодных условиях и загрязнениях на поверхности рельса. Среди отечественных ученых следует выделить работы И.П. Исаева, А.Л. Лисицына, Л.А. Мунгиштейна, Д.К. Минова и Ю.М. Лужнова, среди зарубежных — Ф. Барвела, Н. Эйвенховена, Ф. Фредерихса, М. Вейнхарда. Наиболее полная библиография по этой проблеме приведена А.Л. Голубенко в [1].

Одной из первых работ, в которой были рассмотрены особенности движения колеса по рельсу, является работа Х. Клингеля. В ней автор в 1883 г. показал, что движение одиночной колесной пары без проскальзывания ввиду конусности поверхностей катания бандажей в общем случае не будет прямолинейным. Одиночная колесная пара в режиме качения без проскальзывания совершает извилистое движение из-за наложенных кинематических связей, а не под действием восстанавливающих сил. Для возникновения извилистого движения колесной пары необходимо за-



дать ненулевые начальные условия: либо малое смещение по поперечной оси, либо малый поворот относительно вертикальной оси.

Ф. Картер, упрощая задачу определения тангенциальной составляющей реакции рельса, рассматривал вращение двух неметаллических цилиндров с параллельными осями, находящимися в контакте, с передачей вращающего момента от одного цилиндра к другому. В результате решения этой задачи было получено выражение для касательной силы  $F_x$ , приложенной к колесу в направлении движения. Сила  $F_x$  получила название «сила крипа», а в теории тяги поездов — «сила сцепления». По модели Ф. Картера крип (псевдоскольжение) образуется вследствие различия деформации колеса и рельса в пятне контакта. В направлении по ходу движения на бандаже колеса образуется зона сжатия, а с противоположной стороны зона растяжения, и, как следствие этого, по длине пятна контакта существуют участки сцепления и скольжения. Участок сцепления прилегает к набегающему краю контакта. Однако данное положение противоречит физике: на одной поверхности металла не может быть разных по знаку деформаций.

В соответствии с теорией Ф. Картера сила крипа  $F_x$  пропорциональна относительной скорости скольжения  $\varepsilon$

$$\varepsilon = \frac{v_{\text{ск}}}{v + v_{\text{ск}}}.$$

Здесь  $v_{\text{ск}}$  — скорость скольжения колеса по рельсу,  $v$  — скорость движения локомотива.

Выражение для коэффициента крипа Ф. Картер нашел, решая двумерную контактную задачу теории упругости с допущениями о форме контактного пятна в виде плоской полосы малой ширины и отсутствии скольжения во всех направлениях, кроме продольного.

Но в своей работе Ф. Картер не приводит математического доказательства существования крипа, а лишь его постулирует. В связи с этим решение для касательных сил получило наименование «гипотеза Картера».

С момента опубликования Ф. Картером своей работы в 1926 г. и до настоящего времени проводятся теоретические исследования по уточнению величины тангенциальной силы, действующей на колесо со стороны рельса. Дж. Калкер, не затрагивая основ теории Ф. Картера, более полно отобразил реальные условия движения колеса по рельсу с учетом произвольного направления скольжения и вращения (спина). Им разработан численный метод расчета касательных сил и двухкоординатного пятна касания. Пятно касания и распределение нормального давления определялись Дж. Калкером в соответствии с теорией Герца. Для определения зон сцепления и скольжения в пятне контакта использовались граничные условия, сформулированные А. де Патером.

А.Л. Голубенко [1] сопоставил с экспериментом результаты расчета сил крипа по методикам Ф. Картера и Дж. Калкера, проведенные для случая движения одной и той же колесной пары. Отклонение результатов расчета от эксперимента составило  $\approx 60\%$ . Более близкое приближение к экспериментальным данным получено при расчете силы крипа по методике Дж. Калкера.

Недостатки методики Дж. Калкера состоят в том, что результаты решения упругой контактной задачи, справедли-

вые при деформации рельса не более 0,01 мм (10 мк), распространены на реальное скольжение колеса по рельсу, составляющее десятки миллиметров. Для устранения данного противоречия, выражающегося в количественном различии результатов теоретических расчетов и эксперимента, Международный союз железных дорог (МСЖД) установил величину корректирующий поправки 0,66 для коэффициента крипа.

Многочисленные исследования процессов сцепления колеса локомотива с рельсами, выполненные у нас в стране и за рубежом, свидетельствуют о возрастании силы сцепления колеса локомотива с рельсом при увеличении относительной скорости скольжения. Данный феномен характерен только для движения колеса локомотива по рельсу, при взаимном перемещении других тел он отсутствует.

В литературе часто процесс взаимодействия колеса локомотива с рельсом объясняют на основе понятий трения качения со скольжением. Однако введенный Н.П. Петровым в 1915 г. термин «сцепление колеса с рельсом» означает процесс реализации вращающего момента от колеса на рельс, а любой процесс трения по определению является только процессом диссипации энергии. В связи с этим качение колеса локомотива по рельсу, в результате которого реализуется вращающий момент от колеса, недопустимо рассматривать как трение качения со скольжением.

При движении локомотива на рельс с его стороны преобладают вертикальная и тангенциальная сила. Если рассматривать нормальное давление колеса локомотива на рельс  $\sigma$ , исходя из нагрузки со стороны колеса  $\Pi = 10$  кН, а среднюю поверхность контактной площадки принять равной  $1,510^{-4} \text{ м}^2$  по данным [1], то величина  $\sigma$  составит 660 МПа, а предел упругости рельсовой стали Р65  $\sigma_{\text{упр}} = 600\text{—}700$  МПа. Поскольку в зоне контакта колеса с рельсом помимо нормального давления действует еще и тангенциальное  $\tau$ , вызванное приложением крутящего момента, то воспользуемся условием Мизеса [2]

$$\sigma^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2 \geq \sigma_{\text{упр}}^2 \quad (1)$$

позволяющим определить значение критического скалывающего напряжения  $\tau_{\text{кр}}$ , которое вызывает пластическую деформацию трансляционного характера в металле,

$$\tau_{\text{кр}}^2 \geq \frac{\sigma_{\text{упр}}^2 - \sigma^2}{3}. \quad (2)$$

После подстановки в (2) значений  $\sigma_{\text{упр}}$  для рельсовой стали Р65 и давления колеса локомотива на рельс  $\sigma$  видно, что  $\tau_{\text{кр}}^2$  близко к нулю. Это означает, что существующее нормальное давление на рельс со стороны колеса локомотива создает условие, при котором любое тангенциальное давление, вызванное вращающим моментом, приводит к пластической деформации в рельсе.

С середины прошлого столетия признанным объяснением пластического течения металлов является дислокационный механизм, который помог понять его различные аспекты. В частности, на начальной стадии наличие и движение дислокаций приводит к тому [3], что пластическое течение носит трансляционный характер, т. е. происходит сдвиг (скол) отдельных атомных плоскостей в объеме металла, не вызывая при этом изменения в размерах. В ре-

зультате этого сдвига (пластического течения) происходит выделение тепловой энергии на поверхности и появление на ней квазисвободных электронов. Эти электроны «слабо связаны» с основным металлом, подвергшимся пластическому течению. С позиции термодинамики в результате пластического течения металла колеса и рельса произойдет взаимодействие принадлежащих им квазисвободных атомов [2].

Взаимодействие атомов за счет выхода дислокаций на поверхность по аналогии с процессами холодной сварки [2] назовем захватами. На основе этого в [4] величина силы сцепления колеса локомотива с рельсом определена как суммарная сила разрушения захватов, имеющих в данный момент на контактной площадке.

Механические загрязнения рельса не соприкасаются с поверхностью металлов, а соприкасаются с его окисной пленкой (не следует путать с коррозией, т. е. с ржавчиной). Окисная пленка имеется у всех металлов, за исключением золота и платины, и устанавливается на поверхности металла менее чем за 1 с. Известно [2], что окисная пленка, образующаяся на поверхности рельса, имеет твердость и коэффициент теплового расширения, отличный от металла, это приводит к ее разрушению и удалению при взаимодействии колеса с рельсом.

В силу консервативности силового поля в объеме и на поверхности материала рельса движение дислокаций происходит под действием силы тяги  $F_k$  тягового двигателя за счет увеличения потенциальной энергии кристаллической решетки  $\Delta E_n$ .

Прохождение дислокации в материале и выход ее на поверхность эквивалентен сдвигу в структуре материала рельса на величину ее постоянной решетки  $\Delta r \approx 10^{-13}$  м. Найдем величину  $\Delta E_n$ :

$$\Delta E_n = \int_0^{\Delta r} F_k(v) dr, \quad (3)$$

где  $F_k(v)$  — тяговая характеристика локомотива.

Примем, что в пределах расстояния между атомами кристаллической структуры (постоянная решетки)  $\Delta r \approx 10^{-11}$  м сила  $F_k(v)$  неизменна и равна наибольшей величине  $F_{к6} = 10^5$  Н. Тогда наибольшее увеличение потенциальной энергии решетки составит  $\Delta E_{н6} \approx 10^{-8}$  Дж.

Энергия от выхода на поверхность одной дислокации составляет 8эВ ( $1,3 \cdot 10^{-18}$  Дж). Тогда число дислокаций  $n_d$ , вышедших на поверхность за счет действия силы со стороны колеса, равно

$$n_d = \frac{\Delta E_{н6}}{\Delta E_i} = 7 \cdot 10^9.$$

Концентрация дислокаций определяется как

$$N_d^* = \frac{n_d}{S},$$

где  $S_0 = 2av_z t$ , здесь  $a = 6 \cdot 10^{-2}$  м — поперечная ось пятна контакта,  $m$ ;  $v = 10$  м/с — скорость движения колеса локомотива в точке контакта с рельсом,  $t \approx 10^{-3}$  с — время экспозиции колеса в пятне контакта.

После подстановки найдем концентрацию дислокаций на поверхности

$$N_d^* = 2,9 \cdot 10^{12} \text{ м}^{-2}. \quad (4)$$

Однако перемещение дислокации в материале подчиняется закону ее движения, который в общем случае зависит от числа различных типов несовершенств кристаллической структуры [5]. В этой же работе рассматривается динамика движения дислокации в материале с наклепом, который характерен для поверхностных слоев рельса. В таком случае инерционной составляющей, которая определяет закон движения дислокации, будет внутреннее напряжение в материале  $\sigma_{вн}$ , обусловленное наклепом, достигающее величины  $\sigma_{вн} \approx 10^5 - 10^6$  Па. С учетом процесса движения дислокаций уточним выражение для концентрации дислокаций на поверхности, введя в (4) дополнительный множитель, учитывающий это явление,

$$N_d = N_d^* \left( \frac{F_k(v)}{S_0 \sigma_{вн}} \right)^{0,25}, \quad (5)$$

где  $S_0$  — площадь пятна контакта.

Допустим, что скорость деформации рельса равна скорости движения локомотива  $v$ . Увеличение  $v$  приводит к появлению дополнительного числа дислокаций на поверхности, что объясняется возрастанием скорости генерации дислокаций в «источнике Франка и Рида» [3].

Увеличение числа дислокаций в зависимости от скорости пластической деформации определяется коэффициентом  $\mu$  [2]. Эта зависимость носит параболический характер со слабо выраженным максимумом при  $v_{дн} \approx 100$  м/с. Подобная скорость деформирования металла наблюдается при сварке ультразвуком. Аналитическое выражение этой зависимости при замене  $v_{дн}$  на  $v$  было получено в [4]

$$\mu = \frac{7 \cdot 10^{-2} v + 0,022 v^2 - 0,48 \cdot 10^{-4} v^3}{2,5 + v}.$$

С учетом этого окончательное выражение для концентрации дислокаций на поверхности примет вид

$$N_d = \mu_y N_d^* \left( \frac{F_k(v)}{S_0 \sigma_{вн}} \right)^{0,25}. \quad (6)$$

В работе [4] показано, что скольжение колеса по рельсу приводит к нагреву поверхности колеса и рельса. С увеличением температуры происходит разрушение окисной пленки на поверхности металла [6]. В той же работе представлено выражение, описывающее зависимость отношения ( $\Lambda_p$ ) величины поверхности разрушения пленки  $\Delta S$  к величине рассматриваемой поверхности  $S$  от температуры  $T$ . Представим эту функцию от относительной скорости скольжения  $\varepsilon$ . Для этого воспользуемся зависимостью  $T = f(\varepsilon)$ , приведенной в [4]. Тогда

$$\Lambda_p(\varepsilon) = \frac{S_a}{S_0} = n(\varepsilon)^{0,3} \exp \left( \frac{20n}{2,2 \cdot 10^5 \varepsilon + 300} - 10^8 \right), \quad (7)$$

где  $S_a$  — активная поверхность, свободная от окислов, с находящимися на ней загрязнениями;  
 $S_0$  — поверхность пятна контакта;  
 $n = 1,13$ .

Рассмотрим построение модели сцепления на основе следующих принципов:

— сцепление колеса с рельсом определяет микропроцесс, происходящий на контактной площадке, представляющий собой взаимодействие группы атомов колеса и рельса (захват), осуществляемый в результате образования активных центров на поверхностях колеса и рельса, в результате выхода дислокаций при пластической деформации под действием нормального и тангенциального давления;

— окисная пленка, имеющаяся на поверхности рельса, с нанесенными на ней загрязнениями в процессе скольжения колеса по рельсу разрушается ввиду разности величин коэффициентов теплового и объемного расширения рельса и окисла;

— величина силы сцепления определяется силой разрушения захватов, имеющих в данный момент времени на контактной площадке.

В соответствии с принципами построения модели выразим силу сцепления, как в [3],

$$F_{\text{сц}} = \sum_{j=1}^{N_3} F_j = \sum_{j=1}^{N_3} \sum_{i=1}^{N_b} F_{ij}. \quad (8)$$

Здесь  $j$  — число пятен захвата на контактной площадке;  $i$  — число взаимодействий между атомами колеса и рельса в одном пятне захвата;  $F_j$  — суммарная сила взаимодействия в одном захвате;  $N_3$  — число захватов;  $N_b$  — число взаимодействий между атомами колеса и рельса в одном захвате;  $F_{ij}$  — сила взаимодействия между двумя атомами колеса и рельса,

$$F_{ij} = \frac{U_0}{N_a r_a}.$$

Здесь  $U_0$  — энергия связи одного моля в металле ( $U_0 = 2,5 \cdot 10^4$  Дж/моль);  $N_a$  — число Авагадро ( $N_a = 6,02 \cdot 10^{23}$  моль<sup>-1</sup>);  $r_a$  — расстояние между взаимодействующими атомами примем равным диаметру первой Боровской орбиты ( $r_a \approx 2,3 \cdot 10^{-10}$  м).

Примем, что число пятен захвата определяется концентрацией дислокаций на поверхности  $N_d(F_k)$ , тогда

$$F_{\text{сц}} = \sum_{j=1}^{N_3} \sum_{i=1}^{N_b} F_{ji} = F_j \cdot N_d(F_k) \cdot \Delta S,$$

где  $F_j$  — сила взаимодействия в одном захвате,  $F_j = \frac{U_0}{r_a N_a} \cdot \frac{S_{\text{иск}}}{S_i}$ .

Здесь  $S_i$  — площадь взаимодействия  $i$ -го атома в  $j$ -м захвате;  $S_{\text{иск}}$  — площадь искажения решетки на поверхности рельса в результате выхода одной дислокации.

Сведем полученные соотношения в единую систему уравнений, совместное решение которой позволяет определить

$$\text{коэффициент сцепления } \psi_{\text{сц}} = \frac{F_{\text{сц}}}{\Pi}, \quad \left\{ \begin{array}{l} N_d = \mu_v \left( \frac{F_k(v)}{S_0 \sigma_0} \right)^{0,25} \cdot N_d^* \\ \Lambda_p(\varepsilon) = n \varepsilon^{0,3} \exp \left[ \frac{n \cdot 10^3}{2,2 \cdot 10^4 \varepsilon + 300} - 10 \varepsilon \right] \\ \psi_{\text{сц}} = \frac{U_0}{r_a N_a \Pi} \cdot \frac{S_{\text{иск}}}{S_i} \cdot N_d \cdot S_{a0} \cdot \Lambda_p(\varepsilon) \end{array} \right. \quad (9)$$

Система уравнений (9) позволяет построить поверхности сцепления в зависимости от скоростей движения и скольжения для двигателей с разными системами возбуждения (рис. 1). При этом поверхность (1) для тягового электродвигателя (ТЭД) последовательного возбуждения лежит ниже, чем аналогичная поверхность (2) для локомотива с ТЭД независимого возбуждения. Кроме того, поверхность (2) слабо зависит от скоростей движения и скольжения, что соответствует эксплуатационным испытаниям.

Отличие поверхностей коэффициента сцепления для двигателей с независимым и последовательным возбуждением, представленных на рис. 1, объясняется различием кривым  $F_k = f(v)$  для этих двигателей.

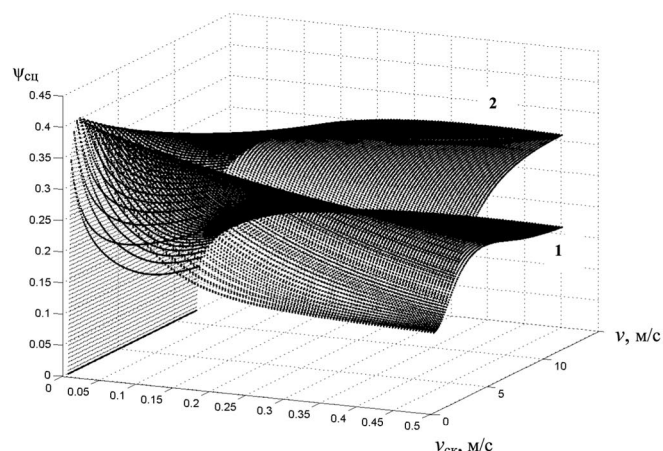
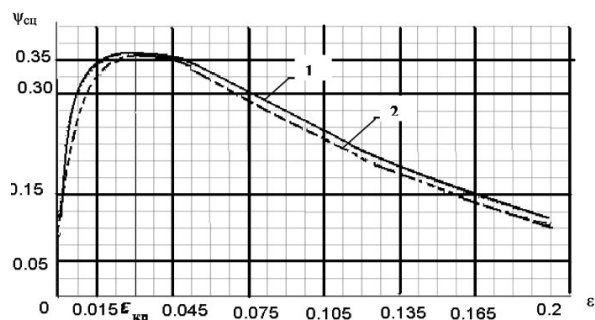


Рисунок 1 — Зависимость коэффициента сцепления от скорости скольжения колеса по рельсу и скорости движения локомотива: кривая 1 — двигатель локомотива с последовательным возбуждением; кривая 2 — двигатель локомотива с независимым возбуждением

Рассмотрим поверхность  $\psi_{\text{сц}} = f(v, v_{\text{ск}})$  вначале как совокупность кривых в плоскости  $[\psi_{\text{сц}}; v]$ , а затем в плоскости  $[\psi_{\text{сц}}; v_{\text{ск}}]$ . Анализ зависимостей коэффициента сцепления от скорости движения колеса при разных постоянных значениях его скорости скольжения показывает следующее: максимальный коэффициент сцепления уменьшается с увеличением скорости движения колеса, что соответствует общепринятым представлениям. Вместе с тем при больших значениях скорости скольжения колеса падение коэффициента сцепления замедляется с ростом скорости движения.

Зависимости  $\psi_{\text{сц}} = [f(v_{\text{ск}})]_{v=\text{const}}$  свидетельствуют о том, что скорость движения колеса оказывает решающее влияние на процесс его сцепления с рельсом. При малых значениях  $v$  вид этих кривых отличается резким снижением  $\psi_{\text{сц}}$  после превышения величины скорости скольжения критического значения  $v_{\text{ск}}^{\text{кр}}$ . С увеличением скорости движения колеса максимум коэффициента сцепления уменьшается, и величина  $v_{\text{ск}}^{\text{кр}}$  возрастает. Причем с увеличением скорости движения колеса максимум этих зависимостей менее выражен.

Поверхность 1 была перестроена в зависимость  $\psi_{\text{сц}}(\varepsilon)$  — характеристика сцепления (рис. 2).



**Рисунок 2 — Зависимость коэффициента сцепления от относительной скорости скольжения:**  
кривая 1 — по экспериментальным данным Ф. Барвела (сплошная линия); кривая 2 — по результатам расчетов (пунктирная линия) (последовательное возбуждение ТЭД)

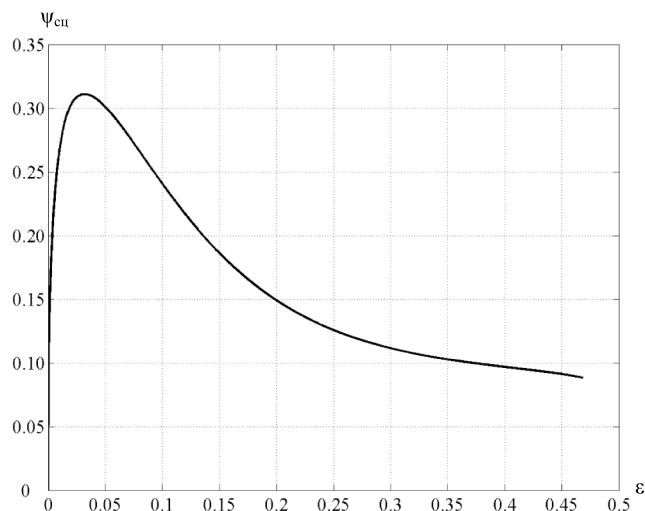
Сравнение расчетной характеристики сцепления с экспериментальной характеристикой, приведенной в работах Ф. Барвела, А.Л. Голубенко и других исследователей (см. рис. 2), показывает, что коэффициенты сцепления при  $\varepsilon_{\text{кр}}$  на рассматриваемых кривых практически совпадают, а на восходящей и падающей ветви характеристики несколько отличаются.

Этот факт можно объяснить двумя причинами. Первая — экспериментальные кривые построены по усредненным замеренным значениям. В ходе экспериментов величина относительной скорости скольжения может оставаться постоянной при различных значениях скоростей скольжения и движения колеса. Но, как видно из рис. 1, разным скоростям скольжения и движения соответствуют разные значения коэффициентов сцепления. Однако при усреднении значений коэффициентов сцепления этот факт не учитывался.

Вторая причина отличия кривых состоит в том, что изменение значений концентраций дислокаций в поверхностных слоях рельса, вызванное скоростью деформации рельса, можно достаточно точно определить, но исходную концентрацию дислокаций можно только оценить. Поэтому коэффициенты сцепления при  $\varepsilon_{\text{кр}}$  на рассматриваемых кривых практически совпадают, а на восходящей и падающей ветви характеристик отличаются.

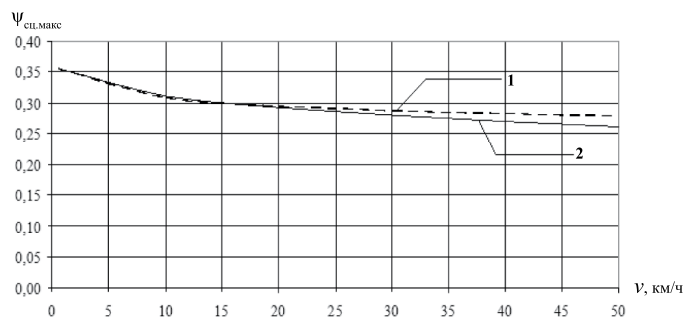
Как видно из рис. 1, в целом наблюдается удовлетворительная сходимость представленных на нем расчетной и экспериментальной характеристик сцепления.

На рис. 3 представлена зависимость коэффициента сцепления от относительной скорости скольжения при независимом возбуждении ТЭД, полученная перестроением кривой 2 рис. 1. При сопоставлении рис. 2 и 3 видно, что при срыве сцепления у локомотива с последовательным возбуждением буксование колес значительно больше, чем у локомотива с независимым возбуждением ТЭД. Это факт объясняется жесткостью характеристики ТЭД с независимым возбуждением и хорошо известен из практики эксплуатации локомотивов.



**Рисунок 3 — Зависимость коэффициента сцепления от относительной скорости скольжения при независимом возбуждении ТЭД**

По данным рис. 1 была построена зависимость максимального коэффициента сцепления  $\psi_{\text{сц, макс}}$  от скорости движения рис. 4 (кривая 1, пунктирная линия). В тех же координатах представлена кривая 2 (сплошная линия), построенная по экспериментальным данным, приведенным в правилах тяговых расчетов (ПТР) для поездной работы электровозов переменного тока. Сравнение этих кривых свидетельствует об удовлетворительной сходимости результата расчета по системе уравнений (8) с экспериментальными данными.

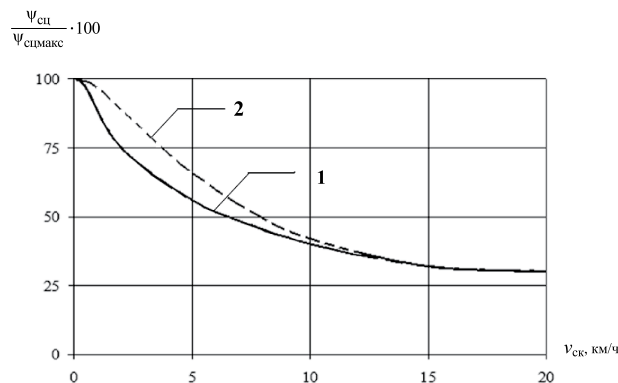


**Рисунок 4 — Зависимости максимального значения коэффициента сцепления от скорости движения локомотива:**  
кривая 1 — по ПТР (сплошная линия); кривая 2 — по результатам расчета (пунктирная линия)

Закритическая область кривой сцепления была экспериментально исследована Д.К. Миновым [7] и А.Т. Головатым [8]. В этих работах построены графические зависимости  $\psi_{\text{сц}}(v)$  для закритической области кривой сцепления  $v \geq v_{\text{кр}}$ .

На рис. 5 представлены экспериментальная зависимость сцепления [8] в координатах  $[\frac{\psi_{\text{сц}}}{\psi_{\text{сц, макс}}} \cdot 100; v_{\text{ск}}]$  (кривая 1,





**Рисунок 5 — Нормированные кривые сцепления (закритическая область):**  
кривая 1 — экспериментальная (сплошная линия); кривая 2 — расчетная кривая (пунктирная линия)

сплошная линия) и расчетная кривая 2 (пунктирная линия) при движении локомотива  $v_{\text{дв}} = 40$  км/ч. Начало координат по оси абсцисс было перенесено в точку, соответствующую максимальному значению коэффициента сцепления, так как в данной точке скорость скольжения, выраженная в км/ч, мала. Сопоставление расчетной и экспериментальной кривой свидетельствует об их удовлетворительной сходимости.

Таким образом, уточненная модель сцепления, учитывающая процесс движения дислокаций, позволяет построить поверхности сцепления для локомотивов с разными системами возбуждения тяговых двигателей и обеспечивает удовлетворительную сходимость зависимостей  $\Psi_{\text{сц,макс}}(v)$  и  $\Psi_{\text{сц}}(v_{\text{ск}})$  с экспериментальными данными.

В целом зависимости, приведенные на рис. 1—5, свидетельствуют о корректности предложенной модели процесса взаимодействия колеса и рельса и об ее способности объяснить основные закономерности характеристики сцепления.

## Литература

1. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом. Луганск: Изд-во ВУГУ, 1999, 476 с.; К. Випол, 1993. 448 с.
2. Гельман А.С. Основы сварки давлением. М.: Машиностроение, 1970. 312 с.
3. Киттель Ч. Введение в физику твердого тела. М.: Физматгиз, 1963.
4. Ляпушкин Н.Н., Савоськин А.Н. Модель физических процессов в пятне контакта при движении колеса по рельсу с скольжением // Наука и техника транспорта. 2008. № 1. С. 33—43.
5. Штремель М.А. Прочность сплавов. Ч. 2. Деформация. М.: МИСиС, 1997. 527 с.
6. Кубашевский О., Гопкинс Е. Окисление металлов и сплавов. М.: Металлургия, 1975. 191 с.
7. Минов Д.К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей. М.: Транспорт, 1965. 267 с.
8. Головатый А.Т., Исаев И.П., Горчаков Е.В. Независимое возбуждение тяговых двигателей электровозов. М.: Транспорт, 1976. 150 с.

## References

1. Golubenko A.L. Stseplenie kolesa s relsom. Lugansk: Izd-vo VUGU, 1999, 476 s.; K. Vipol, 1993. 448 s.
2. Gelman A.S. Osnovy svarki davleniem. M.: Mashinostroyeniye, 1970. 312 s.
3. Kittel Ch. Vvedenie v fiziku tverdogo tela. M.: Fizmatgiz, 1963.
4. Lyapushkin N.N., Savoskin A.N. Model fizicheskikh processov v pyatne kontakta pri dvizhenii kolesa po relsu s skolzheniem // Nauka i tehnika transporta. 2008. № 1. S. 33—43.
5. Shtremel M.A. Prochnost splavov. Ch. 2. Deformatsiya. M.: MISiS, 1997. 527 s.
6. Kubashevskij O., Gopkins E. Okislenie metallov i splavov. M.: Metallurgiya, 1975. 191 s.
7. Minov D.K. Povyshenie tyagovykh svoystv elektrovozov i teplovozov s elektricheskoy peredachej. M.: Transport, 1965. 267 s.
8. Golovatyj A.T., Isaev I.P., Gorchakov E.V. Nezavisimoe возбуждение тяговых двигателей электровозов. M.: Transport, 1976. 150 s.

УДК 629.424.1:502.1

Евгений Иванович Сквородников, д-р техн. наук, профессор (ОмГУПС, Омск),  
Александр Сергеевич Анисимов, канд. техн. наук (ОмГУПС, Омск),  
Юлия Борисовна Гришина, аспирант (ОмГУПС, Омск)

## ЭКОЛОГИЧЕСКИЙ МОНИТОРИНГ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ДИЗЕЛЬНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Evgeny I. Skovorodnikov, DSc, professor (OSTU, Omsk),  
Alexandr S. Anisimov, PhD (OSTU, Omsk),  
Julia B. Grishina, PhD student (OSTU, Omsk)

### Ecological monitoring of power installations of the diesel rolling stock

#### Аннотация

В статье представлены результаты статистической обработки протоколов экологических испытаний тепловозов. Проведен анализ протоколов экологических испытаний тепловозов и даны рекомендации по их совершенствованию. Определены критерии, влияющие на количество вредных выбросов. Представлены распределения вредных выбросов тепловозного дизеля по позициям контроллера машиниста и распределение минимальных, максимальных и средних значений выбросов. Рассмотрена математическая модель уточнения методики обработки результатов контроля и алгоритм обработки результатов экологических испытаний, позволяющий оценить полноту сгорания топлива в цилиндре двигателя.

**Ключевые слова:** тепловоз, протокол испытаний, вредные выбросы, экологические испытания, сгорание топлива.

#### Annotation

In article results of statistical processing of reports of ecological tests of diesel locomotives are presented. The analysis of reports of ecological tests of diesel locomotives is carried out and recommendations about their perfection are given. The criteria influencing quantity of harmful emissions are defined. Distributions of harmful emissions of a diesel engine on positions of the controller of the machinist and distribution of the minimum, maximum and average values of emissions are presented. The mathematical model of specification of a technique of processing of results of the control and algorithm of processing of results of the ecological tests are presented, allowing to estimate completeness of combustion of fuel in the engine cylinder.

**Key words:** diesel locomotive, ecology, harmful emissions, fuel, test record sheet, criteria, test processing algorithm

Контроль количества вредных выбросов в отработавших газах тепловозных дизелей в локомотивных депо осуществляется на ряде позиций контроллера машиниста (не менее 4) с использованием пунктов экологического контроля (ПЭК) по содержанию оксидов азота, оксидов углерода, углеводородов в продуктах сгорания и их дымности. Результаты контроля оформляются по форме (табл. 1).

Для проведения экологического контроля используются газоанализатор IMR-1400 и дымомер ИДС-1. Коэффициент атмосферных условий  $F$  и коэффициент приведения дымности  $A$  к нормальным атмосферным условиям ( $p_a = 0,1033$  МПа,  $T_a = 300$  К,  $\phi_a = 70\%$ ) рассчитываются по выражениям:

$$F = \left( \frac{273 + t_a}{300} \right)^{0.5} \left( \frac{100}{p_a} \right)^{0.65}, \quad (1)$$

$$A = -22,94 + 48,97F - 25,02F^2. \quad (2)$$

Прежде чем приступить к обработке результатов экологических испытаний для оценки технического состояния локомотива, необходимо выполнить первичную обработку исходной информации, чтобы исключить случайные ошибки, связанные с технологией реостатных испытаний и квалификацией обслуживающего персонала, и закономерные ошибки, связанные с точностью средств измерений.

Известно, что количество вредных выбросов ( $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{C}_n\text{H}_m$ ) и дымность отработавших газов  $N$  дизельных установок магистральных и маневровых тепловозов — величины случайные и зависят от следующих факторов:

- срока службы локомотива, который характеризуется его наработкой от постройки до момента контроля;
- параметров настройки и экономичности дизеля и его технического состояния, которое может характеризоваться наработкой между плановыми и неплановыми ремонтами или показателями эксплуатационной надежности тепловоза и его основных узлов и агрегатов;
- системы и технологии экологических испытаний, квалификации обслуживающего персонала и системы периодического контроля качества измерений;

Таблица 1 — Протокол экологических испытаний тепловоза

Тип дизеля		Номер дизеля				
Дата изготовления		Наработка после изготовления, км				
Дата проведения КР		Наработка после КР, км (мес.)				
Дата проведения ТРЗ		Наработка после ТРЗ, км (мес.)				
Дата испытаний		Вид ремонта				
Атмосферные условия: температура $t_{\text{в}}$ , °C;						
давление $p_{\text{в}}$ , кПа;		относительная влажность $\varphi_{\text{в}}$ , %				
Коэффициент F		Коэффициент A				
Измеряемая величина	Результаты испытаний	Позиции контроллера машиниста (ПКМ)				
		0	3	5	7	9
N, %	1					
	2					
	3					
	ср. знач.					
NO <sub>x</sub> , г/м <sup>3</sup>	1					
	2					
	3					
	ср. знач.					
CO, г/м <sup>3</sup>	1					
	2					
	3					
	ср. знач.					
C <sub>н</sub> H <sub>м</sub> , г/м <sup>3</sup>	1					
	2					
	3					
	ср. знач.					

- условий эксплуатации и степени использования результатов экологического контроля в системе ремонта тепловозов при формировании объемов плановых технических обслуживаний и ремонтов.

Гистограммы, характеризующие распределение вредных выбросов и дымности отработавших газов контрольной группы тепловозов ЧМЭЗ, приведены на рис. 1.

Для 0 позиции контроллера машиниста (ПКМ) (см. рис. 1а) количество оксидов азота в отработавших газах изменяется в пределах от 0,335 до 0,827 г/м<sup>3</sup> при среднем значении 0,449 г/м<sup>3</sup>. Исключив из общего статистического ряда значения NO<sub>x</sub> меньше 0,417, и значения NO<sub>x</sub> больше 0,581, как величины, резко выделяющиеся из общей генеральной совокупности, можно утверждать, что для «среднего локомотива» ЧМЭЗ количество NO<sub>x</sub> в отработавших газах будет меняться в пределах от 0,417 до 0,581 г/м<sup>3</sup> при среднем значении 0,562 г/м<sup>3</sup>. Согласно технической документации ПЭК, допустимое значение NO<sub>x</sub> для данного режима работы составляет 0,8398 г/м<sup>3</sup>.

Аналогично для номинального режима работы (9 ПКМ) тепловоза (см. рис. 1б) среднее значение оксидов азота в отработавших газах без учета резко выделяющихся наблюдений составляет 1,956 г/м<sup>3</sup>. Допустимые значения NO<sub>x</sub> 4,69 г/м<sup>3</sup>. Следовательно, и в данном случае группа контролируемых тепловозов удовлетворяет экологическим требованиям. Конечно, эксплуатируемые локомотивы,

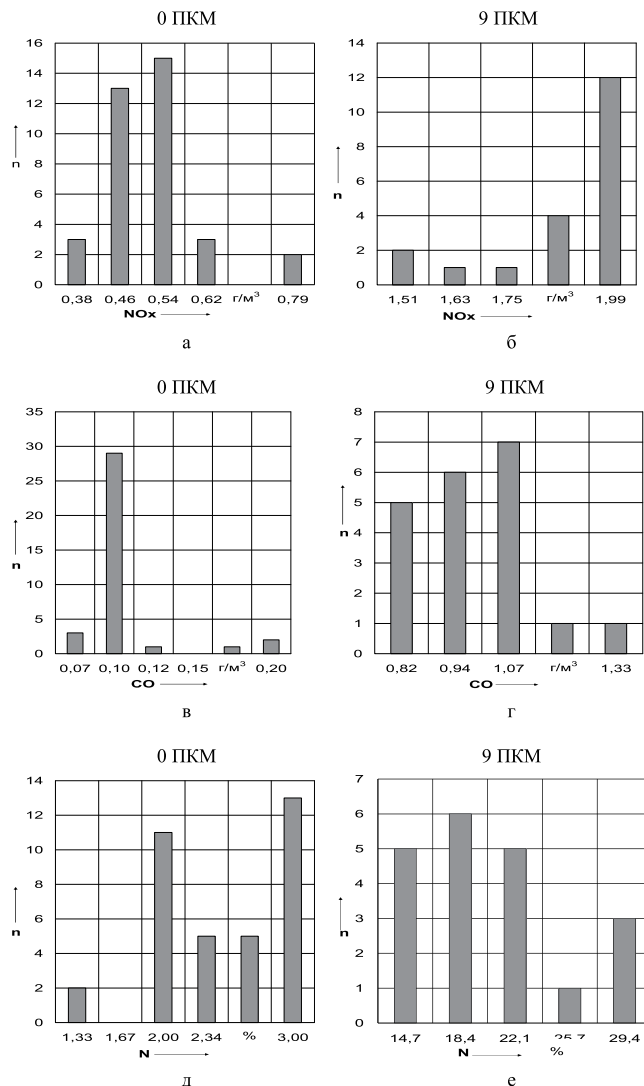


Рисунок 1 — Распределение вредных выбросов в отработавших газах дизеля K6S310DR по позициям контроллера машиниста тепловоза ЧМЭЗ

возраст которых более 20 лет, не настолько экологически чисты, а установленные в методиках [1—3] допустимые значения NO<sub>x</sub> для данной серии подвижного состава неоптимальны.

Анализ содержания оксида углерода (CO) в отработавших газах дизеля K6S310DR для 0 ПКМ (см. рис. 1в) показал, что средняя концентрация CO составляет 0,098 г/м<sup>3</sup>. Допустимое значение CO для этого режима нагрузки 0,375 г/м<sup>3</sup>. Разброс статистических данных показывает, что содержание CO в выхлопных газах не превышает допустимых значений. Максимальное статистическое значение CO 0,209 г/м<sup>3</sup>. Средняя дымность выхлопных газов для данного режима нагрузки без учета резко выделяющихся наблюдений составляет  $N = 2,47\%$ , минимально допустимое значение дымности не должно превышать 28%.

Для номинального режима работы тепловоза ЧМЭЗ содержание CO в отработавших газах находится в пределах от 0,69 до 2,025 г/м<sup>3</sup> (см. рис. 1г). Среднее статистическое

значение CO составляет 0,854 г/м<sup>3</sup> при допустимых нормативных значениях 1,303 г/м<sup>3</sup>. Дымность выхлопных газов для номинального режима работы изменяется от 12,86 до 31,26% при среднем значении 16,44% и нормативных значениях  $N = 25\%$ . Наличие оксида углерода и дымность продуктов сгорания являются критериями некачественного сгорания топлива.

Таким образом, по результатам первичной обработки информации, представленной в протоколах экологического контроля, можно рекомендовать следующее.

1. В протоколах испытаний необходимо указать наработку локомотива между плановыми и капитальными видами ремонтов, мощность и частоту вращения коленчатого вала дизеля, давление и температуру наддувочного воздуха, давление и температуру газа перед турбиной на каждой контролируемой позиции контроллера машиниста и параметры окружающей среды при испытаниях тепловоза.

2. Привести значения величины удельного расхода топлива дизелем на номинальном режиме работы и частичных позициях КМ тепловоза.

Основной целью контроля и обработки результатов экологических испытаний следует считать установление качества протекания рабочего процесса в цилиндре дизеля (в среднем по дизелю), причин повышенного (если это имеет место) содержания контролируемых элементов в продуктах сгорания. В технической документации к ПЭК предлагаются допустимые нормы выбросов контролируемых элементов, превышению которых можно судить о техническом состоянии локомотива и о возможности его дальнейшей эксплуатации.

Кафедра «Локомотивы» Омского государственного университета путей сообщения предлагает дополнить методику обработки результатов контроля с целью расширения предварительного диагноза о техническом состоянии тепловоза и его энергетической установки.

Получить достоверные результаты при экологических испытаниях можно только при известных следующих условиях: элементарный состав используемого топлива ( $C + H + S + O = 1$ ); для заданного режима испытаний эффективная мощность  $N_e$ , частота вращения коленчатого вала  $n$  и величина удельного расхода топлива  $b_e$ ; коэффициент избытка воздуха для сгорания топлива и коэффициент наполнения цилиндра свежим зарядом.

Используя основные положения теории двигателей внутреннего сгорания, необходимо определить теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива  $L_{0r}$  кмоль/кг; характеристику топлива  $b$ ; часовой расход топлива на режиме испытаний  $B_{ч}$  кг/ч; коэффициент, характеризующий отношение количества водорода к количеству оксида углерода в продуктах сгорания  $K$ ; общее количество воздуха для сгорания топлива  $M_{в}$  кг/ч; элементарный состав продуктов полного сгорания топлива для режима испытаний, кг/ч:  $M_{CO_2}$ ,  $M_{H_2O}$ ,  $M_{SO_2}$ ,  $M_{O_2}$ ,  $M_{N_2}$ ; плотность продуктов сгорания  $\rho_{пр. сг}$  кг/м<sup>3</sup> и их суммарное массовое содержание  $M_{пр. сг}^{(мас)}$  кг/ч.

Топливо в цилиндре двигателя сгорает не полностью, и полнота его сгорания может оцениваться по содержанию оксидов углерода в отработавших газах. В общем случае в составе отработавших газов дизелей, кроме парниковых

газов ( $CO_2$ ,  $H_2O$ ), могут присутствовать озон, метан, метилен, метил, формил и другие элементы, однако их содержание по сравнению с содержанием  $CO_2$  и  $H_2O$  довольно незначительное.

Для выбранного режима испытаний по результатам экологического контроля, т. е. по содержанию оксида углерода  $m_{CO}^{(экс)}$ , оксидов азота  $m_{NOx}^{(экс)}$ , углеводородов ( $m_{C_nH_m}^{(экс)}$ ) и дымности ( $N^{(экс)}$ ) отработавших газов, необходимо:

определить объемный состав продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/ч,

$$M_{пр. сг}^{(об)} = \frac{M_{пр. сг}^{(мас)}}{\rho_{пр. сг}} \quad (3)$$

и, используя коэффициент приведения, определить количество оксида и диоксида азота в отработавших газах, г/м<sup>3</sup>:

$$m_{NO}^{(экс)} = \frac{m_{NOx}^{(экс)}}{2,533}, \quad (4)$$

$$m_{NO_2}^{(экс)} = m_{NOx}^{(экс)} - m_{NO}^{(экс)}, \quad (5)$$

определить массовый состав вредных выбросов в отработавших газах, г/ч:

$$M_{CO}^{(экс)} = M_{пр. сг}^{(об)} m_{CO}^{(экс)}, \quad (6)$$

$$M_{SO_2}^{(экс)} = M_{пр. сг}^{(об)} m_{SO_2}^{(экс)}, \quad (7)$$

$$M_{NO_2}^{(экс)} = M_{пр. сг}^{(об)} m_{NO_2}^{(экс)}, \quad (8)$$

$$M_{NO}^{(экс)} = M_{пр. сг}^{(об)} m_{NO}^{(экс)}, \quad (9)$$

с учетом замеренного значения дымности отработавших газов рассчитать количество углерода (сажи) в продуктах сгорания, г/м<sup>3</sup>,

$$M_C^{(экс)} = \frac{M_{пр. сг}^{(об)} N^{(экс)} 10^{-3}}{259,37 - 2,1N^{(экс)}}, \quad (10)$$

количество двуокиси углерода в продуктах сгорания топлива, г/м<sup>3</sup>,

$$M_{CO_2}^{(экс)} = 3,65(M_C - 0,43M_{CO}^{(экс)} - M_C^{(экс)}); \quad (11)$$

и оценить полноту сгорания топлива в цилиндрах двигателя по результатам контроля

$$f_C = 1 - \frac{M_{CO_2}^{(экс)}}{M_{CO_2}^{(мас)}}, \quad (12)$$

По доле несгоревшего топлива на каждой позиции контроллера машиниста корректируются количество теплоты,



использованной в рабочем цикле двигателя; количество несгоревшего углерода, серы, азота и других составляющих топлива.

На основании статистического анализа результатов экологических испытаний тепловозов в условиях локомотивных депо и их обработки можно сделать следующие выводы.

1. Для условий испытания (температура и давление наружного воздуха) необходимо указывать величину эффективной мощности, частоту вращения коленчатого вала и величину эффективного удельного расхода топлива хотя бы для номинального режима работы дизеля.

2. По результатам испытаний рассчитать зависимости  $N_{\text{э}}$ ,  $b_{\text{с}}$ ,  $n=f(\text{ПКМ})$  и привести параметры работы дизеля к нормальным атмосферным условиям, указанным выше.

3. Используя условия полного сгорания топлива, определить по данным эксперимента массовый и объемный состав продуктов сгорания и плотность отработавших газов.

4. Обработать информацию по приведенному выше алгоритму по каждому локомотиву.

5. По результатам расчета сформировать базу данных и разработать методику ее обработки, которая должна включать:

- первичную обработку исходной информации и статистический анализ мощностных и экономических характеристик эксплуатируемого парка тепловозов депо;
- оценку динамики изменения технического состояния тепловоза во времени, а возможно, и изменение экологических характеристик, что может характеризоваться зависимостями мощности, экономичности, количества вредных выбросов, дымности, доли несгоревшего топлива и т. д. дизель-генераторной установки (ДГУ) от наработки между соответствующими видами плановых ремонтов большого объема. Построение таких теоретических зависимостей, вид которых необходимо подобрать при выполнении предварительных исследований, необходимо выполнять с использованием метода наименьших квадратов с обязательным расчетом коэффициента или индекса корреляции. Дополнительно контроль технического состояния необходимо проводить по статистическим зависимостям, характеризующим изменение количества вредных выбросов от наработки локомотива между определенными видами ремонта. Оценка доли несгоревшего топлива, а следовательно, и доли топлива, используемого полезно в рабочем цикле, позволит с использованием метода Вибе существенно уточнить методику расчета термодинамических параметров рабочего цикла дизеля и повысить точность теоретических расчетов характеристик экологической безопасности тепловоза во всем диапазоне нагрузочных эксплуатационных режимов;
- сравнение результатов экологического контроля для заданных условий испытаний с теоретически возможными значениями, определенными нормативными документами ОАО «РЖД»;
- установление причин отклонения мощности, экономичности и экологических параметров ДГУ тепловоза, если это имеет место, от нормативных значений и определение перечня работ, выполнение которых необходимо для их восстановления в пределах допустимых значений;

- формирование взаимосвязи между экспериментальными и теоретическими экологическими параметрами работы дизеля, что позволит сократить количество контролируемых параметров без снижения качества принятия решений.

Так для группы опытных тепловозов зависимость дымности отработавших газов и доли несгоревшего топлива от количества оксидов углерода может представляться зависимостями вида:

$$N = \frac{m_{\text{CO}}}{am_{\text{CO}} + b}; \quad (13)$$

$$m_{\text{NO}_x} = \frac{m_{\text{CO}}}{am_{\text{CO}} + b}; \quad (14)$$

$$f_c^{(p)} = am_{\text{CO}}^{(\text{эксп})} + b, \quad (15)$$

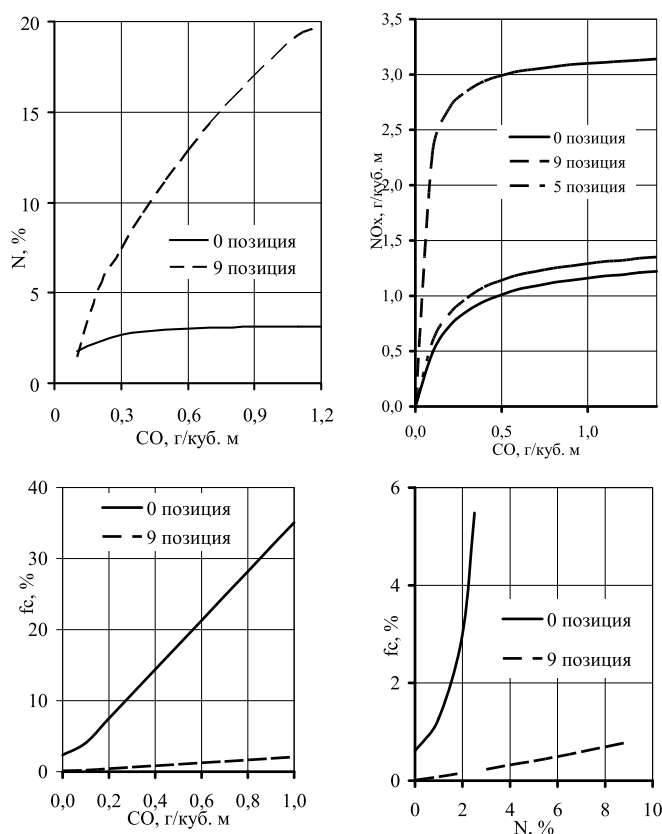
зависимость доли несгоревшего топлива от величины дымности отработавших газов для различных режимов работы ДГУ тепловоза

$$f_c = \frac{aN}{1 - bN} + c. \quad (16)$$

Если потребуется исследовать взаимосвязь дымности, доли несгоревшего топлива и количества оксидов углерода в отработавших газах с учетом наработки локомотива от определенных видов ремонта, то, если реализовать двухфакторную зависимость, потребуется использовать правила планирования эксперимента и формировать план на базе исходной статистической информации.

Качественно взаимосвязь между исследуемыми параметрами представлена на рис. 2, анализ которого позволяет заключить:

- увеличение оксидов углерода CO в отработавших газах дизеля приводит к повышению дымности отработавших газов ( $N$ , %), а следовательно, и к увеличению доли несгоревшего топлива. Наиболее существенно при изменении CO увеличивается дымность ( $N$ , %) отработавших газов на 9 ПКМ, и наоборот, доля несгоревшего топлива ( $f_c$ , %) при этих условиях увеличивается на 0 ПКМ. Так, при увеличении содержания CO в отработавших газах от 0,1 до 0,9 г/м<sup>3</sup> дымность продуктов сгорания на 9 ПКМ увеличивается примерно в 5 раз, в то время как для 0 ПКМ — не более чем в 2 раза. В свою очередь, доля несгоревшего топлива при увеличении оксида углерода в отработавших газах наиболее существенно возрастает при работе дизеля на промежуточных позициях и режиме холостого хода (0 ПКМ), при номинальной нагрузке возрастание  $f_c$  при увеличении CO незначительно;
- по результатам экологических испытаний (см. рис. 2) можно сделать вывод, что допустимые значения дымности отработавших газов с учетом режимов работы маневровых и магистральных тепловозов не должны превышать 1,5%. В противном случае в условиях рядовой эксплуатации будет наблюдаться значительный непроизводительный расход топлива дизелем, снижение КПД рабочего цикла и, естественно, локомотива в целом;



**Рисунок 2 — Взаимосвязь между экспериментальными экологическими параметрами тепловозного дизеля К6С310DR тепловоза ЧМЭЗ**

- при изменении количества CO в отработавших газах в пределах от 0 до 0,4 г/м<sup>3</sup> скорость изменения количества NO<sub>x</sub> в продуктах сгорания значительна и составляет, например, для 5 позиции КМ 7,25 г/м<sup>3</sup> NO<sub>x</sub> для 9 ПКМ 2,75 г/м<sup>3</sup> NO<sub>x</sub> при изменении CO на 1 г/м<sup>3</sup>. При изменении CO от 0 до 1,4 г/м<sup>3</sup> скорость увеличения NO<sub>x</sub> в отработавших газах существенно снижается.

В приведенной методике отсутствует информация о содержании углеводородов, т. е. группы C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>, в отработавших газах дизеля. При проведении экологических испытаний локомотивов по ряду причин содержание углеводородов в дымовых газах замерено не было, а для разработки методики информация была выбрана абсолютно случайно (информации такого вида в условиях депо может быть достаточно).

Таким образом, по результатам выполненных расчетов можно наметить пути дальнейшего совершенствования методики обработки экспериментальных экологических характеристик тепловозных дизелей для принятия решений об их техническом состоянии.

## Литература

1. Пункт экологического контроля: руководство по эксплуатации / Минприроды РФ. М., 1994.
2. Временные нормы и методы определения удельных выбросов загрязняющих веществ в атмосферу с отработавшими газами дизелей эксплуатируемых тепловозов / Минприроды СССР и МПС СССР. М., 1991. 9 с.
3. Временные нормы дымности и выбросов с отработавшими газами эксплуатируемого дизельного подвижного состава / Минприроды РФ, МПС РФ. М., 1995.

## References

1. Punkt ekologicheskogo kontrolya: rukovodstvo po ekspluatatsii / Minprirody RF. M., 1994.
2. Vremennye normy i metody opredeleniya udelnykh vybrosov zagryaznyayushchih veshchestv v atmosferu s otrabotavshimi gazami dizelej ekspluatiruemykh teplovozov / Minprirody SSSR i MPS SSR. M., 1991. 9 s.
3. Vremennye normy dymnosti i vybrosov s otrabotavshimi gazami ekspluatiruемого dizelnogo podvizhnogo sostava / Minprirody RF, MPS RF. M., 1995.

УДК 621.331: 621.311.4: 621.314.632

Иван Павлович Неугодников, канд. техн. наук (УрГУПС, Екатеринбург)

## УСТРОЙСТВО ДЛЯ КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ПРИБОРОВ ВЫСОКОВОЛЬТНЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ

Ivan P. Neugodnikov, PhD (USURT, Ekaterinburg)

### The device for the control of a condition of semi-conductor devices of high-voltage converters

#### Аннотация

В статье приведены принципиальная схема и принцип работы устройства контроля состояния полупроводниковых приборов, выполненного на тестовом принципе с использованием высокочастотных генераторов импульсов. Основными преимуществами данного устройства являются контроль состояния силовых полупроводниковых приборов до подключения преобразователя к питающей сети переменного тока, а также малое собственное время срабатывания — не более 10 мс.

Предложенное устройство может быть использовано в системах диагностики и защиты выпрямительных и выпрямительно-инверторных преобразователей тяговых подстанций, выполненных на силовых диодах или тиристорах повышенной мощности.

**Ключевые слова:** полупроводниковый прибор, преобразователь, выпрямитель, инвертор, зоны контроля, генератор импульсов.

#### Annotation

In article the scheme and work of a control unit of a condition to a semi-conductor of the devices, executed on a test principle are resulted. The basic advantages of the given device are the control of a condition of power semi-conductor devices before converter connection to a power line, and also small own time of operation — no more than 10 ms.

**Key words:** the semi-conductor device, the converter, the rectifier, the inverter, control zones, the generator of impulses.

В настоящее время модернизация и капитальный ремонт выпрямительных и выпрямительно-инверторных преобразователей тяговых подстанций выполняется путем установки силовых диодных (типа БСЕ1-4В2.Д5-24-У3) или тиристорных (типа БСЕ1-3ИТ8-18-У3) блоков с естественным охлаждением, выпуск которых с 1996 г. осуществляет ФГУП «Опытный завод ВЗИ».

Разработка устройств контроля состояния полупроводниковых приборов является актуальной задачей в связи с тем, что каждое плечо 12-пульсового выпрямителя с параллельным соединением двух трехфазных мостов состоит из четырех последовательно соединенных диодов типа Д173-2500-22, а с последовательным соединением двух трехфазных мостов — из двух параллельных цепей (по два последовательно соединенных диода в каждой). Например, в случае пробоя одного из диодов выпрямителя возникает опасность сквозного пробоя плеча и образования режима внутреннего короткого замыкания выпрямителя, при котором возможен пробой большого количества диодов [1].

Известны устройства контроля и защиты преобразователей, которые основаны на принципе измерения напряжения небаланса или тока в вентильных цепях. Недостатком данных устройств является контроль силовых полупроводниковых приборов только при подключении преобразователя к питающей сети и нагрузке, т. е. в рабочем режиме преобразователя [1].

Основным преимуществом предлагаемого устройства (по сравнению с существующими устройствами контроля и защиты преобразователей, которые основаны на принципе измерения напряжения небаланса или тока в вентильных цепях) является возможность контроля состояния силовых полупроводниковых приборов до подключения преобразователя к питающей сети и нагрузке.

На рис. 1 приведена схема высоковольтного блока с устройством контроля полупроводниковых приборов [2].

Высоковольтный блок содержит одну фазу (два противофазно работающих плеча 1 и 2) трехфазного мостового преобразователя (выпрямителя или инвертора). Полярность выводов постоянного напряжения (крайние выводы) высоковольтного блока показана на рис. 1 для выпрямителя, а в скобках — для инвертора. Средний вывод (точка соединения плеч 1 и 2) высоковольтного блока предназначен для подсоединения одной из фаз сети переменного тока.

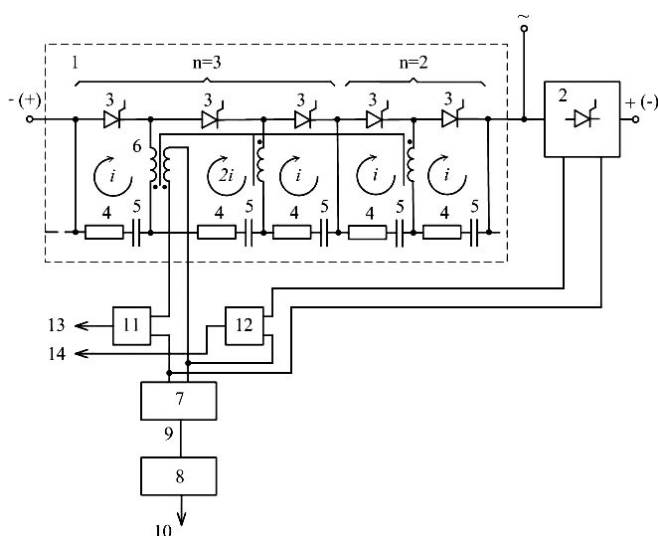


Рисунок 1 — Схема высоковольтного блока с устройством контроля

Каждое плечо (1 или 2) содержит последовательно соединенные полупроводниковые приборы 3, защитные RC-цепи, состоящие из резисторов 4 и конденсаторов 5, и входящие в устройство контроля многообмоточные трансформаторы 6. Защитные RC-цепи соединены между собой в последовательные цепочки по две и по три. Указанные цепочки своими выводами подключены непосредственно к соответствующим полупроводниковым приборам 3, а средними выводами — через вторичные обмотки трансформаторов 6, причем в случае цепочки по три средние выводы подключены к соответствующим полупроводниковым приборам 3 через две согласно включенные вторичные обмотки трансформатора 6. В качестве полупроводниковых приборов 3 могут быть использованы тиристоры или диоды (для выпрямителя) и тиристоры (для инвертора).

Устройство контроля дополнительно содержит генераторы импульсов 7 и 8 (соответственно с управляющими входами 9 и 10), измерительные органы 11 и 12 (соответственно с выходами 13 и 14). Причем первичные обмотки трансформаторов 6 противофазно работающих плеч 1 и 2 подключены соответственно через измерительные органы 11 и 12 к выходу первого генератора импульсов 7, а управляющий вход 9 которого подсоединен к выходу второго генератора импульсов 8.

На рис. 2 приведены временные диаграммы работы высоковольтного блока с устройством контроля.

На рис. 2 обозначены:  $i_1$  и  $i_2$  — токи, протекающие через противофазно работающие соответственно плечи 1 и 2 высоковольтного блока (одной из фаз трехфазного мостового преобразователя).

Принцип действия устройства контроля поясняется временными диаграммами на рис. 2, где показана работа устройства в нормальном режиме работы трехфазного мостового преобразователя (моменты времени  $t_1$  и  $t_2$ ), а также при нарушении проводимости полупроводникового прибора плеча 1 и пробое полупроводникового прибора плеча 2 (момент времени  $t_3$ ).

Высокочастотное напряжение контроля от первого генератора импульсов 7 поступает через измерительные органы 11 и 12 соответственно на первичные обмотки трансформаторов

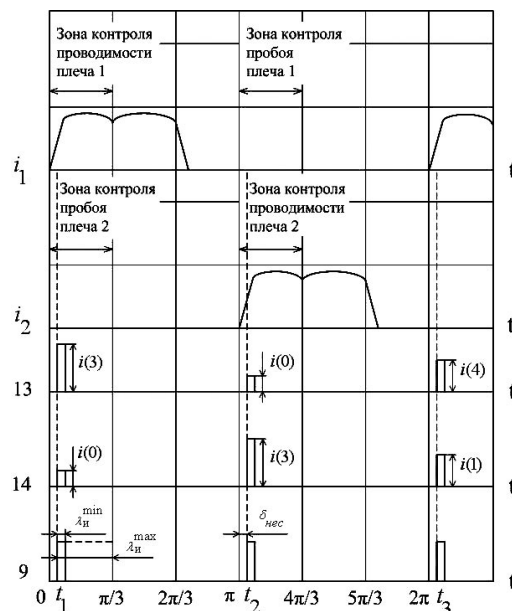


Рисунок 2 — Временные диаграммы работы высоковольтного блока с устройством контроля

6 противофазно работающих плеч 1 и 2 высоковольтного блока.

Генератор импульсов 7 формирует за период напряжения сети переменного тока два импульса контроля высокочастотного напряжения, совпадающих с моментами времени появления токов через данную пару противофазно работающих плеч преобразователя, причем длительность каждого импульса контроля  $\lambda_{и}$  принимается в диапазоне

$$\lambda_{и}^{\min} \leq \lambda_{и} \leq \lambda_{и}^{\max}, \quad (1)$$

где  $\lambda_{и}^{\min} = 3-4$  эл. град — минимальная длительность импульса контроля;

$\lambda_{и}^{\max} = (\frac{\pi}{m} - \delta_{нec})$  — максимальная длительность импульса контроля;

$\delta_{нec}$  — параметр, учитывающий несимметрию напряжения сети переменного тока (несимметрию пульсаций выпрямленного напряжения).

Например, при контроле полупроводниковых приборов 6-пульсового преобразователя (выпрямителя или инвертора), выполненного по трехфазной мостовой схеме, максимальная длительность импульса контроля равна  $\lambda_{и}^{\max} = (\frac{\pi}{6} - \delta_{нec})$ , а в случае 12-пульсового преобразователя, состоящего из двух последовательно или параллельно соединенных трехфазных мостов, соответственно равна  $\lambda_{и}^{\max} = (\frac{\pi}{12} - \delta_{нec})$ .

Моменты времени формирования высокочастотных импульсов контроля и их длительность определяются вторым генератором импульсов 8, который на выходе формирует сигналы логической единицы, разрешающие работу первого генератора импульсов 7, синхронно с моментами времени протекания тока через противофазно работающие плечи 1 и 2 высоковольтного блока. В результате за один период напряжения сети переменного тока формируется два высокочастотных импульса контроля, один из которых определяет состояние полупроводниковых приборов первого плеча в период проводимости, а второго плеча соответственно — в период непроводимости. Последующий импульс контроля определяет состояние полупроводниковых приборов первого плеча в



период непереводимости, а второго плеча — в период проводимости и т. д.

При контроле выключенных (закрытых) полупроводниковых приборов в течение интервала непереводимости плеча ток в первичной обмотке трансформаторов 6 определяется следующим образом:

$$i(0) = i_{\mu} + (k+1)i, \quad (2)$$

где  $i_{\mu}$  — ток намагничивания трансформатора;

$k$  — число последовательно соединенных полупроводниковых приборов в плече преобразователя;

$i$  — ток через емкость выключенного (закрытого) полупроводникового прибора, обусловленный напряжением одной из вторичных обмоток трансформатора 6 (без учета разброса параметров защитных RC-цепей и трансформатора 6 токи через емкости выключенных полупроводниковых приборов равны между собой).

При наличии в плече одного включенного (закороченного) полупроводникового прибора в течение интервала непереводимости измерительный орган 11 (или 12) соответственно на выходах 13 (или 14) регистрирует вместо тока  $i(0)$  ток  $i(1)$

$$i(1) = i_{\mu} + k \cdot i + \Delta i, \quad (3)$$

где  $\Delta i$  — ток через включенный (закороченный) полупроводниковый прибор, обусловленный напряжением соответствующей вторичной обмотки трансформатора 6.

Разность токов  $i(1) - i(0) = \Delta i - i$  служит для обнаружения (выявления) факта неисправности (пробоя) полупроводникового прибора, передаваемого выходом 13 (или 14) измерительного органа 11 (или 12).

При  $i_{\mu} = i = 0,1$  А и  $\Delta i = 0,6$  А разность токов  $i(1) - i(0) = 0,5$  А, если  $k = 5$ , то  $i(0) = 0,7$  А и  $i(1) = 1,2$  А, что достаточно для надежного различения повреждения (пробоя) одного из пяти полупроводниковых приборов.

При контроле включенных (открытых) полупроводниковых приборов в течение интервала проводимости плеча ток в первичной обмотке трансформаторов 6 определяется следующим образом:

$$i(3) = i_{\mu} = (k+1) \cdot \Delta i. \quad (4)$$

При наличии в плече одного невключенного (закрытого) полупроводникового прибора в течение интервала проводимости измерительный орган 11 (или 12) соответственно на выходах 13 (или 14) регистрирует вместо тока  $i(3)$  ток  $i(4)$

$$i(4) = i_{\mu} + k \cdot \Delta i. \quad (5)$$

Разность токов  $i(3) - i(4) = \Delta i$  служит для обнаружения (выявления) факта неисправности (нарушения проводимос-

ти) полупроводникового прибора, передаваемого выходом 13 (или 14) измерительного органа 11 (или 12).

При  $i_{\mu} = i = 0,1$  А и  $\Delta i = 0,6$  А разность токов  $i(3) - i(4) = 0,6$  А, если  $k = 5$ , то  $i(4) = 3,1$  А и  $i(3) = 3,7$  А, что достаточно для надежного различения повреждения (нарушения проводимости) одного из пяти полупроводниковых приборов.

При нарушении проводимости плеча (наличие всех закрытых полупроводниковых приборов) в течение интервала проводимости измерительный орган 9 (или 10) регистрирует вместо тока  $i(3)$  ток  $i(0)$ .

Разность токов  $i(3) - i(0) = (k+1) \cdot (\Delta i - i)$  служит для обнаружения (выявления) факта непереводимости плеча (невключения всех полупроводниковых приборов), передаваемого выходом 13 (или 14) измерительного органа 11 (или 12).

При  $i_{\mu} = i = 0,1$  А,  $\Delta i = 0,6$  А и  $k = 5$ , то  $i(3) = 3,7$  А и  $i(0) = 0,7$  А, а разность токов  $i(3) - i(0) = 3,0$  А, что достаточно для надежного различения повреждения (нарушения проводимости плеча при пяти полупроводниковых приборах).

Генератор импульсов 7 формирует за период напряжения сети переменного тока два импульса контроля высокочастотного напряжения (см. рис. 2), поэтому собственное время срабатывания устройства контроля полупроводниковых приборов составляет не более 10 мс (для частоты трехфазного напряжения сети переменного тока, равной 50 Гц).

Таким образом, предлагаемое устройство позволяет уменьшить в два раза количество высокочастотных генераторов импульсов, необходимых для контроля полупроводниковых приборов  $m$ -пульсового преобразователя (выпрямителя или инвертора). Например, для контроля полупроводниковых приборов 6-пульсового преобразователя, выполненного по трехфазной мостовой схеме, требуется три генератора импульсов вместо шести, а соответственно для 12-пульсового преобразователя, состоящего из двух последовательно или параллельно соединенных трехфазных мостов, необходимо шесть генераторов импульсов вместо двенадцати, т. е. упрощается устройство контроля [2, 3].

Кроме того, так как длительность импульсов контроля не превышает периода повторяемости работы преобразователя (выпрямителя или инвертора), то контроль полупроводниковых приборов всех плеч преобразователя будет выполняться в разные моменты времени. Это приводит к снижению максимального и среднего значения тока источника питания (на схеме не показан) устройства контроля, что позволяет упростить устройство контроля и повысить экономичность его работы.

## Литература

1. Соколов С.Д., Бей Ю.М., Гуральник Я.Д., Чаусов О.Г. Полупроводниковые преобразовательные агрегаты тяговых подстанций. М.: Транспорт, 1979. 264 с.
2. Пат. 2251776 РФ. Высоковольтный блок с устройством контроля / И.П. Неугодников; опубл. 10.05.05, Бюл. № 13. 8 с.
3. А.с. 1700715 СССР. Высоковольтный блок с устройством контроля / Б.Б. Новик, В.В. Руденский, И.П. Неугодников; опубл. 23.12.91, Бюл. № 47. 5 с.

## References

1. Sokolov S.D., Bej Yu.M., Guralnik Ya.D., Chaushov O.G. Poluprovodnikovyye preobrazovatelnye agregaty tyagovykh podstancij. M.: Transport, 1979. 264 s.
2. Pat. 2251776 RF. Vysokovoltnyj blok s ustrojstvom kontrolya / I.P. Neugodnikov; opubl. 10.05.05, Byul. № 13. 8 s.
3. A.s. 1700715 SSSR. Vysokovoltnyj blok s ustrojstvom kontrolya / B.B. Novik, V.V. Rudenskij, I.P. Neugodnikov; opubl. 23.12.91, Byul. № 47. 5 s.

УДК 621.332

Олег Алексеевич Сидоров, д-р техн. наук (ОмГУПС, Омск),  
Александр Евгеньевич Аркашев, аспирант (ОмГУПС, Омск),  
Иван Валерьевич Ларькин, аспирант (ОмГУПС, Омск)

## ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ КОНТАКТНОГО НАЖАТИЯ НА ТОКОПРИЕМНИКАХ СКОРОСТНОГО ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Oleg A. Sidorov, DSc (OSTU, Omsk),  
Alexandr E. Arkashev, PhD student (OSTU, Omsk),  
Ivan V. Larkin, PhD student (OSTU, Omsk)

### Application of automatic control system of contact force on pantographs of high speed trains

#### Аннотация

Рассмотрены системы автоматического регулирования (САР) нажатия токоприемников электроподвижного состава, в результате чего предложена САР контактного нажатия для токоприемников, оснащенных резинокордными элементами. Для определения показателей системы и выбора закона регулирования нажатия был выполнен анализ САР, основанный на определении передаточных функций элементов системы. В результате расчета получены запасы устойчивости и показатели качества системы. Проведены лабораторные исследования предложенной САР нажатия, на основании чего сделан вывод о возможности ее применения на токоприемниках магистрального электроподвижного состава при скоростях движения до 160 км/ч. Систему можно также использовать в режиме оценки состояния контактной подвески по контактному нажатию при установке на токоприемники вагонов-лабораторий для испытаний контактной сети.

**Ключевые слова:** токоприемник, резинокордный элемент, контактное нажатие, система автоматического регулирования, устойчивость.

#### Annotation

In this paper automatic control systems (ACS) of contact force are considered, as a result the current collector with rubber-cord element, which is equipped by ACS of contact force is offered. To determine parameters of ACS and to choose the pressure regulation law analysis of ACS, based on definition of transfer functions of elements, have been carried out. As a result of calculation stocks of stability and parameters of quality of system are received. The laboratory researches of offered ACS are carried out for reasons given a conclusion on an opportunity of its application on pantographs of electrorolling stock at speeds up to 160 km/h. The system can be also used in a mode of estimation of catenary conditions bracket on contact pressing at installation on pantographs of cars-laboratories for tests of catenary.

**Key words:** current collector, rubber-cord element, contact force, automatic control system, stability.

Согласно плану научно-технического развития ОАО «Российские железные дороги» на период до 2015 г. одним из стратегических направлений является создание высокоскоростного движения с освоением отечественного производства основных элементов инфраструктуры и подвижного состава. При этом на первый план выходит безопасность движения поездов, связанная с надежностью токосъемных устройств. Отечественный и зарубежный опыт показывает необходимость дальнейшего совершенствования и модернизации существующих и создания новых элементов электроподвижного состава, в том числе токоприемников.

Основным направлением технического переоснащения токоприемников электроподвижного состава является использование подъемно-опускающих механизмов с пневматическими резинокордными элементами (РКЭ), включенных в систему автоматического регулирования (САР) контактного нажатия токоприемника на контактный провод.

Токоприемники должны соответствовать требованиям, определяемым скоростью движения на участке, и обеспечивать соблюдение предусмотренных предельно допустимых параметров. При установлении зависящей от скорости средней величины сил нажатия в контакте необходимо стремиться, с одной стороны, к обеспечению бесперебойного токосъема, с другой — к уменьшению износа контактного провода и контактных вставок токоприемников.

Решение проблемы изменения статических сил нажатия заключено в применении активно регулируемых токоприемников, оснащенных управляемыми приводами. Причем наиболее перспективным является способ, основанный на авторегулировании нажатия в контакте с применением следящей системы с обратной связью, отличительной особенностью которого является то, что в виде регулирующего и регулируемого параметра выбрано контактное нажатие, т. е. нажатие должно регулироваться нажатием.

Главными элементами системы активного регулирования токоприемника являются датчики, контролирующие измене-

ния силы нажатия, и исполнительные компоненты, быстро восстанавливающие заданную величину этой силы. Система датчиков токоприемника может также использоваться для дистанционной диагностики.

Разработка токоприемника с активным регулированием контактного нажатия преследует следующие цели:

- обеспечить прохождение поездов под контактными подвесками со скоростью, превышающей их проектный скоростной предел;
- уменьшить износ контактного провода и контактных элементов токоприемников;
- снизить уровень шума при движении в высокоскоростном диапазоне.

На Французских железных дорогах (SNCF) введены в эксплуатацию токоприемники типа Sx для переменного и постоянного тока, впервые примененные на электропоездах TGV Duplex и PBKA Thalys. На железных дорогах Германии (DBAG) находят применение скоростные токоприемники DSA 200, DSA 250, DSA 350, DSA 380, SSS 400. Токоприемник DSA 380 предназначен для скоростей до 330 км/ч на линиях переменного тока 15/25 кВ для снятия токов нагрузки, не превышающих 1000 А, и устанавливаются на скоростных поездах ICE-3.

Рассматриваемые токоприемники оснащены САР контактного нажатия, запатентованными ранее фирмами Faiveley и Stemmann-Technik, в которых за счет автоматического изменения давления воздуха в пневматической рессоре с помощью микропроцессорной системы управления и контроля стало возможным регулировать усилие воздействия полоза токоприемника на контактный провод в зависимости от таких переменных параметров, как скорость движения поезда, направление движения поезда, расположение данного токоприемника в составе поезда в случае токобъема несколькими токоприемниками, а также механические характеристики контактной подвески.

Одними из первых предложенных схем САР контактного нажатия были разработки французских и немецких инженеров, в которых усилие на контактный провод регулируется двумя гидравлическими цилиндрами, установленными в основании токоприемника и между нижними и верхними рамами соответственно. Исполнительные устройства связаны между собой согласующим блоком, определяющим режим работы одного из цилиндров.

Французской фирмой Faiveley был разработан авторегулируемый токоприемник, оснащенный системой измерения контактного нажатия, чувствительными элементами которой являются оптические волокна, расположенные под контактными вставками. Сигнал от светозлектрического преобразователя измерительной системы поступает на вход блока управления подъемно-опускающего механизма токоприемника. Устройство предназначено для уменьшения влияния подъемных аэродинамических сил, действующих на токоприемник при высоких скоростях движения [1].

Немецкой фирмой Stemmann-Technik предложена двухступенчатая САР контактного нажатия. Высокочастотные колебания устраняются модернизированными каретками, оснащенными гидравлическим или пневматическим приводом, а низкочастотные колебания регулируются с помощью подъемно-опускающего механизма, обрабатывая большие отклонения контактного нажатия. В каретку токоприемника

устанавливается датчик контактного нажатия, сигнал от которого поступает в блок управления САР, вырабатывающий сигнал для управления верхним или нижним исполнительным механизмом [2].

Недостатками рассмотренных зарубежных САР является необходимость создания специальных измерительных полозов для размещения измерительных элементов, сложность настройки и высокая стоимость. Некоторые САР требуют размещения регулирующих устройств в каретках токоприемника, что увеличивает приведенную массу токоприемника и ухудшает аэродинамические характеристики. Все это подчеркивает необходимость создания отечественной САР контактного нажатия, имеющей возможность установки на действующие токоприемники без изменения их конструктивных особенностей и отличающейся простотой обслуживания.

В Омском государственном университете путей сообщения предложена конструкция модернизированного токоприемника, в котором РКЭ устанавливается вертикально на основании и с помощью переходных тяг соединяется с кривошипами главных валов, при этом полость РКЭ соединена с пневмомагистралью с помощью пневморедуктора, сообщенного с атмосферой (рис. 1).

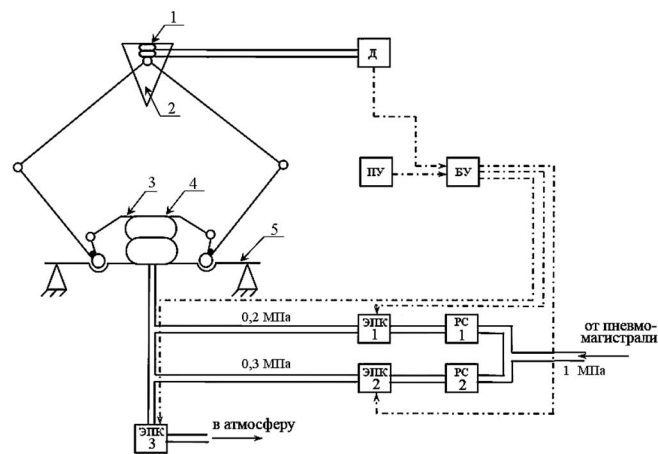


Рисунок 1 — Токоприемник с пневматическим РКЭ и САР:

1 — каретка токоприемника; 2 — полоз токоприемника;

3 — пневмопривод; 4 — верхний фланец РКЭ;

5 — основание токоприемника; Д — датчик давления;

РКЭ — редуктор-стабилизатор; ЭПК — электропневматический

клапан; ПУ — пульт управления; БУ — блок управления

Токоприемник электроподвижного состава содержит каретку 1, выполненную с использованием пневматического упругого элемента, установленного под полозом 2, пневмопривод 3, выполненный в виде РКЭ, закрепленного между подвижным основанием 4 и основанием токоприемника 5, полость которого соединена с источником сжатого воздуха посредством двух магистралей, одна из которых подает в РКЭ воздух, сжатый до рабочего давления 0,2 МПа, а другая предназначена для увеличения давления в РКЭ до 3 МПа. Обе воздушные магистрали состоят из последовательно соединенных редуктора-стабилизатора (РС) и электропневматического клапана (ЭПК). Упругий пнев-

матический элемент, установленный в каретке токоприемника, соединен пневмомагистралью с датчиком давления (Д). Обработка сигналов с датчика давления и выработка управляющих воздействий происходит в блоке управления (БУ), выполненном на базе микроконтроллера. Подъем и опускание токоприемника осуществляется через пульт управления (ПУ), установленный в кабине машиниста. Предлагаемое схемное решение защищено патентом РФ на полезную модель № 77582 [3].

При поднятии токоприемника сжатый воздух по рабочей пневмомагистрали поступает в полость РКЭ, установленного на основании токоприемника.

При изменении контактного нажатия, а следовательно, и изменении давления воздуха в магистрали питания упругого элемента датчик давления подает сигнал в блок управления, где происходит анализ режима токосъема. При уменьшении контактного нажатия давление в РКЭ увеличивается за счет подачи воздуха повышенного давления в полость пневмопривода, а при увеличении — избыточный объем воздуха стравливается в атмосферу через отдельный электропневматический клапан, устанавливая заданное контактное нажатие.

Пневматический элемент, установленный в каретке, является чувствительным элементом, передающим контактное нажатие через воздухопровод на датчик давления. Изменение давления воздуха в замкнутом контуре при колебаниях контактного нажатия улавливается датчиком давления. Это исключает необходимость создания гальванической развязки в системе измерения. Кроме того, пневматические элементы обладают следующими достоинствами:

- относительной простотой;
- малым весом при значительной мощности;
- высокой надежностью;
- высокой точностью.

К недостаткам пневматических элементов следует отнести:

- появление дополнительных запаздываний сигналов во времени вследствие сжимаемости воздуха в системе;
- зависимость рабочих характеристик от изменений температуры воздуха.

Лабораторные испытания токоприемника, оснащенного САР контактного нажатия, доказали эффективность применения авторегулирующего устройства. Испытания проводились на кольцевом и колебательном стендах, позволяющих имитировать воздействие контактной сети на токоприемник и моделировать различные режимы токосъема путем изменения скорости вращения контактного провода или же регулирования частоты и амплитуды его колебаний. В ходе испытаний было разработано два алгоритма управления подъемно-опускающим механизмом токоприемника. В зависимости от режима токосъема САР реагирует либо на разброс величины контактного нажатия, либо на время превышения контактным нажатием допустимого предела. Результаты испытаний приведены на рис. 2 и 3.

На рис. 2 представлен своденный график контактного нажатия  $P_{кт}(t)$  и уровня напряжения  $U(t)$  на катушках управляющих электропневматических клапанов. Из кривой контактного нажатия видно, что САР не реагирует на одиночные превышения заданного максимального уровня нажатия  $U_{max}$

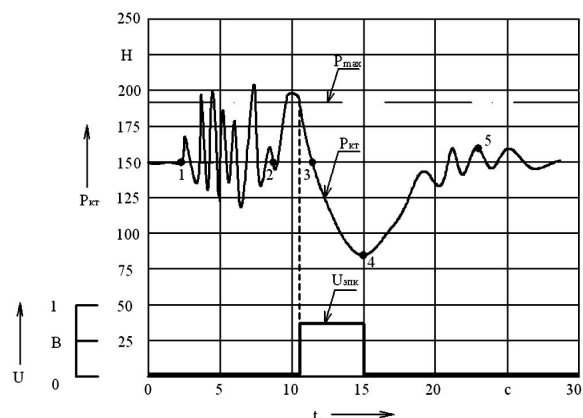


Рисунок 2 — Срабатывание САР по условию превышения заданного максимального значения контактного нажатия

(участок 1—2), однако если этот режим превышает допустимое время (участок 2—3), то управляющий блок подает сигнал срабатывания выпускного клапана. Давление воздуха в РКЭ снижается, что влечет за собой уменьшение контактного нажатия. Клапан остается открытым в течение заданного промежутка времени, при этом контактное нажатие успевает уменьшиться ниже предельно допустимого значения, поэтому после выпуска воздуха происходит его докачка в РКЭ, о чем свидетельствует увеличение контактного нажатия на участке 4—5.

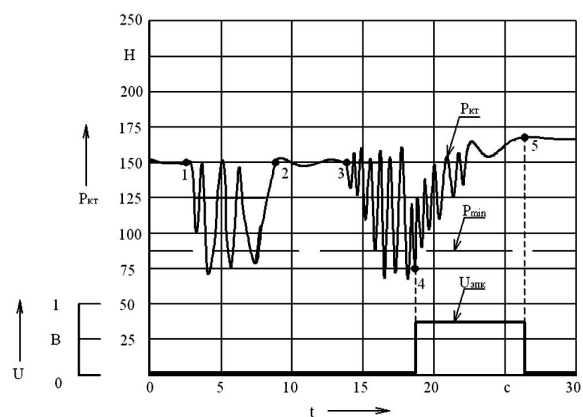


Рисунок 3 — Срабатывание САР при уменьшении контактного нажатия ниже заданного минимального значения

На рис. 3 приведен своденный график контактного нажатия и уровня напряжения на катушках управляющих электропневматических клапанов. Из кривой контактного нажатия видно, что САР не реагирует на одиночные превышения заданного минимального уровня нажатия  $U_{min}$  (участок 1—2), однако если этот режим превышает допустимое время (участок 3—4), то управляющий блок подает сигнал срабатывания клапана, обеспечивающего увеличение давления воздуха в РКЭ. Участок 4—5 свидетельствует о росте контактного нажатия вследствие увеличения давления воздуха в РКЭ.



Изменение контактного нажатия может осуществляться двумя способами в зависимости от типа регулятора (апериодический или колебательный).

Выбор вида переходного процесса может быть осуществлен на основе принципа минимизации ошибки переходного процесса при интегральной оценке качества, когда мерой качества САР служит площадь, ограниченная кривой переходного процесса и осями  $P_{кт}$  (контактное нажатие), и  $t$  (рис. 4) [4].

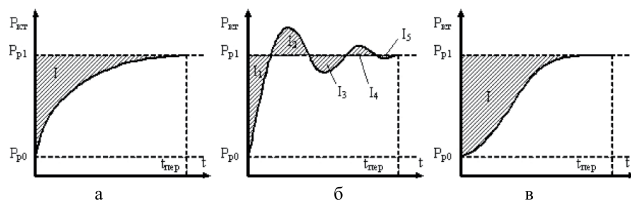


Рисунок 4 — Виды переходных характеристик:  
а — апериодическая; б, в — колебательная

Для работы токоприемника скоростного электроподвижного состава наиболее предпочтителен вариант процесса, который определяется апериодическим звеном. Графики на рис. 2 и 3 подтверждают изменение контактного нажатия по апериодическому закону.

Необходимо выполнить анализ разработанной САР, целью которого является определение устойчивости и оценка качества системы. Анализ системы выполняется с помощью передаточных функций САР, структурная схема которой представлена на рис. 5.

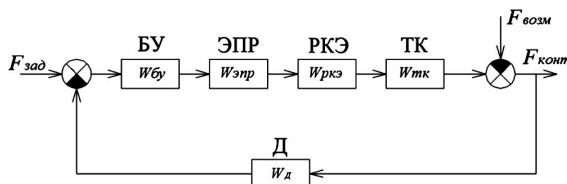


Рисунок 5 — Структурная схема САР:  
БУ — блок управления; ЭПР — электропневматический распределитель; РКЭ — резинокордный элемент; ТК — токоприемник; Д — датчик

Для выполнения анализа САР необходимо определить передаточные функции всех звеньев рассматриваемой системы.

Датчик является апериодическим звеном с передаточной функцией

$$W_d(p) = \frac{k_d}{T_d \cdot p + 1}, \quad (1)$$

где  $k_d$  — коэффициент усиления датчика;  
 $T_d$  — постоянная времени срабатывания датчика;  
 $p$  — оператор Лапласа.

Передаточная функция РКЭ

$$W_{ркэ}(p) = \frac{k}{T^2 p^2 + 2\xi Tp + 1}, \quad (2)$$

где  $T$  — постоянная времени РКЭ;

$k$  — коэффициент усиления;

$\xi$  — коэффициент относительного демпфирования.

Токоприемник в расчете принимается безынерционным звеном с передаточной функцией

$$W_{тк}(p) = K_{тк}, \quad (3)$$

где  $K_{тк}$  — передаточный коэффициент, равный отношению силы статического нажатия к грузоподъемности РКЭ.

Электропневматический распределитель состоит из трех клапанов с электрическим управлением. Так как в любой момент времени работает только один клапан, то в расчете распределитель представляем как трехпозиционное реле. После линеаризации трехпозиционного реле по методу гармонической линеаризации получим передаточную функцию распределителя

$$W_{н}(a) = \frac{q_0}{T_k \cdot p + 1} \cdot e^{\tau_k \cdot p}, \quad (4)$$

где  $q_0$  — коэффициент усиления трехпозиционного реле;

$T_k$  — постоянная времени клапана;

$\tau_k$  — время запаздывания на включение клапана.

Блок управления на базе микроконтроллера Atmega16 в расчете представляем звеном чистого запаздывания с запаздыванием, равным сумме периода квантования микроконтроллера и периода сбора показаний с датчика.

Для дальнейшего анализа САР используется подсистема Simulink пакета Matlab, где рассчитывается следующая схема САР (рис. 6).

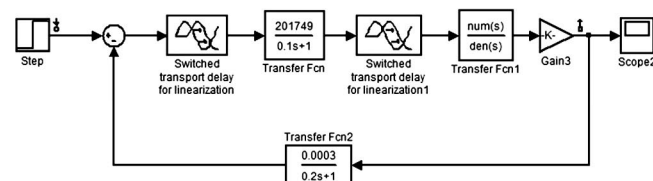


Рисунок 6 — Расчетная схема САР нажатия токоприемника в Simulink

Разработанная САР проверяется на устойчивость по частотному критерию Найквиста, который позволяет оценить устойчивость замкнутой системы автоматического управления по логарифмическим частотным характеристикам (ЛЧХ) разомкнутой САР (рис. 7).

Из анализа ЛЧХ можно сделать вывод, что система устойчива, так как амплитудно-частотная характеристика пересекает ось абсцисс раньше, чем фазово-частотная характеристика переходит за значение  $-\pi$  ( $-180^\circ$ ).

Запасы устойчивости САР:

- по амплитуде  $\Delta L = 22,6$  дБ;
- по фазе  $\Delta \varphi = 13,7^\circ$ .

Определяем показатели качества в пакете Simulink по переходной характеристике САР (рис. 8).

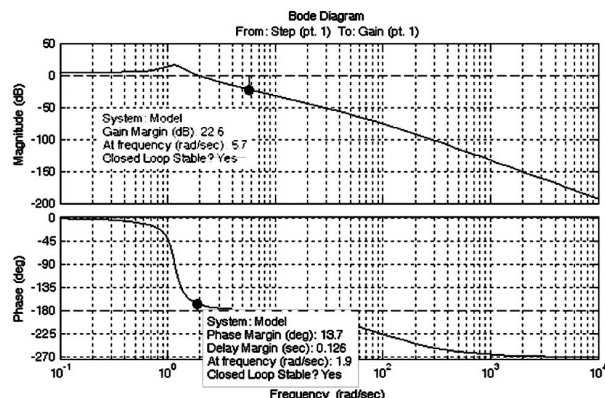


Рисунок 7 — Определение запасов устойчивости САР по ЛЧХ

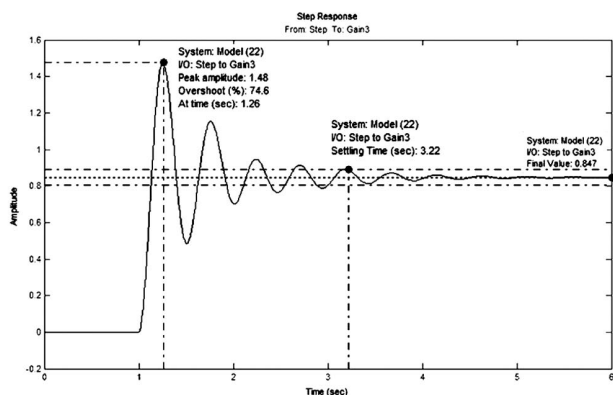


Рисунок 8 — Определение показателей качества САР

Показатели качества:

- установившееся значение выходной величины  $y_{уст} = 0,847$ ;
- перерегулирование  $\sigma = 74,6\%$ ;
- время регулирования  $t_p = 3,22с$ ;
- частота резонанса системы  $\omega_p = 12,4$  рад/с;
- колебательность  $K = 1,29$ .

Таким образом, в результате вышеприведенных расчетов получен вывод об устойчивости системы, определены запасы устойчивости и показатели качества, которые позволяют сделать общий вывод о правильности настройки системы, но необходимости в дополнительной настройке, которая является задачей синтеза.

Проведенные испытания и расчет САР контактного нажатия позволяют сделать вывод о возможности ее применения на токоприемниках скоростного электроподвижного состава, для которых характерно непостоянство контактного нажатия при высоких скоростях движения. Систему можно также использовать в режиме оценки состояния контактной сети по контактному нажатию при установке на токоприемники вагонов-лабораторий ВИКС.

## Литература

1. Пат. США 5115405, МПК В 60 L 5/16. Device for adjusting the bearing force за a pantograph on a catenary wire and process relating thereto / заявл. 08.07.08; опубл. 10.11.09.
2. Пат. США 4113074, МПК В 60 L 5/12. Method and apparatus for regulating the brush contact pressure of pantograph assemblies / K. Stemann, G. Holtmeier; заявл. 20.05.76; опубл. 12.09.78.
3. Пат. 77582 РФ, МПК В 60 L 5/28. Токоприемник электроподвижного состава / О.А. Сидоров, И.Е. Чертков, А.Е. Аркашев, Е.М. Дербилов; заявл. 26.05.08; опубл. 27.10.08, Бюл. № 30.
4. Сидоров О.А. Системы контактного токосъема с жестким токопроводом. Омск: ОмГУПС, 2005. 377 с.

## References

1. Pat. Ssha 5115405, MPK V 60 L 516. Device for adjusting the bearing force за a pantograph on a catenary wire and process relating thereto / заявл. 08.07.08, opubl. 10.11.09.
2. Pat. Ssha 4113074 MPK V 60 L 512. Method and apparatus for regulating the brush contact pressure of pantograph assemblies / K. Stemann, G.. Holtmeier; заявл. 20.05.76; opubl. 12.09.78.
3. Pat. 77582 RF, MPK V 60 L 528. Tokopriemnik elektropodvizhnogo sostava / O.A. Sidorov, I.E. Chertkov, A.E. Arkashev, E.M. Derbilov; заявл.; 26.05.08 opubl. 27.10.08, Byul. № 30.
4. Sidorov O.A. Sistemy kontaktnogo tokosema s zhestkim tokoprovodom. Omsk: Omgups, 2005. 377 s.

УДК 621.331:621.311.019.3

Александр Геннадьевич Галкин, д-р техн. наук, профессор (УрГУПС, Екатеринбург),  
Сергей Сергеевич Титов, д-р физ.-мат. наук, профессор (УрГУПС, Екатеринбург),  
Андрей Николаевич Штин, канд. техн. наук (УрГУПС, Екатеринбург),  
Константин Геннадьевич Шумаков, ассистент (УрГУПС, Екатеринбург)

## МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ СЛОЖНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Alexandr G. Galkin, DSc, professor (USURT, Ekaterinburg),  
Sergey S. Titov, DSc, professor (USURT, Ekaterinburg),  
Andrey N. Shtin, PhD (USURT, Ekaterinburg),  
Konstantin G. Shumakov, assistant (USURT, Ekaterinburg)

## Technique of definition of indicators of reliability of difficult electric systems

### Аннотация

Применение современного электротехнического оборудования приводит не только к увеличению надежности распределительных устройств подстанций, но и к значительному возрастанию их стоимости. Для оценки степени возможного упрощения схем главных электрических соединений распределительных устройств необходимо определить показатели их надежности. Сложность схем некоторых распределительных устройств практически не позволяет выполнить эту задачу общей аналитической моделью.

В статье предложен способ определения показателей надежности сложных электрических систем на основе теории графов, теории путей и сечений и метода включения-исключения. Приведен пример использования методики для определения вероятности безотказной работы распределительного устройства подстанции.

**Ключевые слова:** показатели надежности, распределительное устройство, теория графов, теория путей и сечений, метод включения-исключения.

### Annotation

Application of the modern electrotechnical equipment results not only in increase in reliability of switching centres of substations, but also to considerable increase of their cost. For an estimation of degree of possible simplification of schemes of the main electric connections of switching centres it is necessary to define indicators of their reliability. Complexity of schemes of some switching centres practically does not allow to carry out this problem the general analytical model.

In article the way of definition of indicators of reliability of difficult electric systems on the basis of the theory of counts is offered, to the theory of ways and sections and an inclusion-exception method. The example of use of a technique for definition of probability of non-failure operation of the switching centre of substation is resulted.

**Key words:** reliability indexes, the switching centre, the theory of counts, the theory of ways and sections, the method inclusion-exception.

Применение современного электротехнического оборудования приводит не только к увеличению надежности распределительных устройств (РУ) подстанций, но и к значительному возрастанию их стоимости. Для оценки степени возможного упрощения схем главных электрических соединений (СГЭС) РУ необходимо определить показатели их надежности. Сложность схем некоторых РУ практически не позволяет выполнить эту задачу общей аналитической моделью.

В данной статье авторами предлагается выполнить анализ надежности сложных электрических систем, применив теорию графов и опираясь на основные понятия и результаты теории, изложенной в [1].

Согласно [2], любую электрическую систему можно представить структурной схемой надежности (ССН), на которой оборудование заменяют элементом с определенными параметрами надежности. В свою очередь, ССН можно сопоставить графу [1], в котором один или несколько последовательно соединенных элементов представлены ребрами графа ( $e_{12} \dots e_{mn}$ ), а узлы схемы — вершинами графа (1...М) (рис. 1).

Для анализа исследуемых систем воспользуемся теорией путей и сечений [1, 2], суть которой заключается в следующем.

Введем понятие структурной функции  $\varphi$ , которая характеризует систему и определяется из (1).

$$\varphi = \begin{cases} 1, & \text{если система работоспособна;} \\ 0, & \text{если система отказала.} \end{cases} \quad (1)$$

Любой вектор состояний  $\vec{z} = \{z_i\}$  называется вектором пути, если  $\varphi(\vec{z}) = 1$ . Причем

$$z_i = \begin{cases} 1, & \text{если элемент работоспособен;} \\ 0, & \text{если элемент отказал.} \end{cases}$$

Наличие хотя одного рабочего вектора пути во всей системе равнозначно задается структурной функцией  $\varphi$ .

Вектор пути  $\vec{z}$  называется минимальным, если для всех  $\vec{y}$ , удовлетворяющих условию  $\vec{y} < \vec{z}$ , выполняется равенство  $\varphi(\vec{y}) = 0$ . Условимся, что  $\vec{y} < \vec{z}$ , если  $y_i \leq z_i$ ,  $i = \{1, 2, \dots, n\}$  и  $y_j < z_j$  по крайней мере для одного  $j$  из множества  $\{1, 2, \dots, n\}$ . Минимальному вектору пути соответствует минимальное множество элементов пути.

Эти определения означают следующее. Функционирование элементов, принадлежащих минимальному множеству элементов пути, обеспечивает работоспособность системы. Если откажет по крайней мере один элемент в каждом из этих множеств, то откажет вся система.

Каждому вектору пути  $\vec{z}$  поставим в соответствие множество тех  $k$ -х элементов, для которых  $z_k = 1$ , т. е.  $\mathcal{M}(\vec{z}) = \{k: z_k = 1\}$ . Множество элементов пути  $\mathcal{M}(\vec{z})$  характеризует те элементы, которые работоспособны.

Для дальнейших рассуждений воспользуемся теорией графов.

Допустим, что для ССН, полученной по произвольной электрической системе, составлен направленный граф  $G = \langle V; E; p \rangle$ , где  $V$  — множество вершин графа  $G$  (обычно занумерованные натуральными числами);  $E = \{e_{ij}\}$  — множество ребер графа  $G$ ;  $p$  — параметр, присваиваемый каждому ребру  $e_{ij} \in E$ , соединяющему вершины  $i$  и  $j$ , как некоторое неотрицательное число. Выделим две вершины (см. рис. 1): входную  $u$  и выходную  $v$ . Очевидно, что система работоспособна тогда и только тогда, когда в графе существует по крайней мере один путь от вершины  $u$  к вершине  $v$ , содержащий лишь ребра работоспособных элементов.

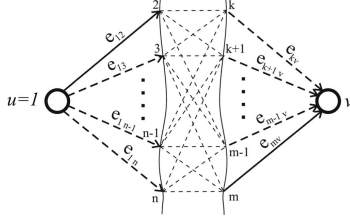


Рисунок 1 — Граф системы

Относительно исследуемых графов сделаем предположения, которые обычно принимаются при подобном анализе [1].

1. Все вершины графа абсолютно надежны.
2. Ребра находятся либо в «работоспособном», либо в «не работоспособном» состоянии.
3. Состояния ребер являются взаимно независимыми случайными величинами.
4. Исследуемые системы суть направленные  $p$ -графы. Граф называется  $p$ -графом относительно вершин  $u$  и  $v$ , если [1]: а) каждое ребро содержится по крайней мере в одном пути из узла  $u$  в узел  $v$ ; б) база (антибаза) состоит только из узла  $u$  ( $v$ ).

Для получения минимальных путей можно воспользоваться способом потенцирования матрицы инцидентности ребер, а также методом понижения ранга матрицы инцидентности ребер или методом определителей [1].

Рассмотрим получение минимальных путей способом потенцирования матрицы инцидентности ребер.

Если каждый элемент в матрице инцидентности  $\mathcal{X} = ((K_{ij}))$  заменить символом соответствующего ребра  $e_{km}$ , то получим матрицу инцидентности ребер

$$\mathcal{X} = ((K_{ij})), \text{ где } K_{ij} = \begin{cases} e_{km}, & \text{если ребро } e_{km} \text{ существует,} \\ 0 & \text{в противном случае.} \end{cases} \quad (1)$$

Матрица  $\mathcal{X}^{(r)}$  обладает следующим важным свойством [3, 4]: слагаемые, из которых состоит элемент  $K_{ij}^{(r)}$ , взаимно однозначно соответствуют путям длины  $r$  из узла  $i$  в узел  $j$ .

Матрица  $\mathcal{X}^{(r)} = ((K_{ij}^{(r)}))$  получается в результате  $(r-1)$ -кратного умножения матрицы  $\mathcal{X}$  самой на себя, причем с элементами  $e_{km}$  формально обходятся как с числами. Очевидно, что  $\mathcal{X}^{(r)} = \mathcal{X}$ .

Зная минимальные пути для системы, можно вычислить вероятность полной парной связности (вероятность безотказной работы системы), применяя метод включения-исключения [5]

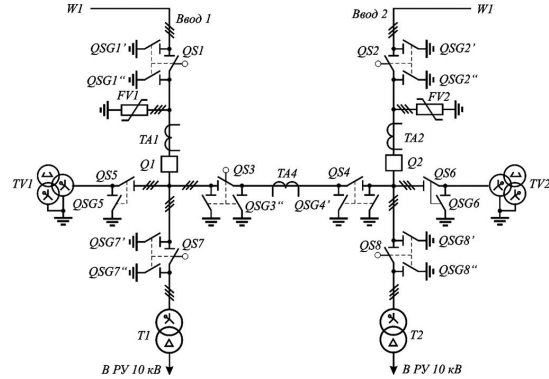
$$P(u, v) = \sum_i P(A_i) - \sum_{i \leq j} P(A_i \cap A_j) + \sum_{i \leq j \leq k} P(A_i \cap A_j \cap A_k) - \dots + (-1)^{w-1} P(A_i \cap A_j \cap \dots \cap A_w), \quad (2)$$

где индексы суммирования  $i, j, k, \dots$ , удовлетворяя указанным ограничениям, пробегает значения от 1 до  $w$ .

Случайное событие  $A$  равносильно существованию по крайней мере одного исправного пути от узла  $u$  к узлу  $v$ .

На основе вышесказанного можно построить математическую модель определения параметров надежности сложных электрических систем.

Применим разработанную методику для определения вероятности безотказной работы РУ подстанции, схема которого предложена авторами в [6] и изображена на рис. 2.





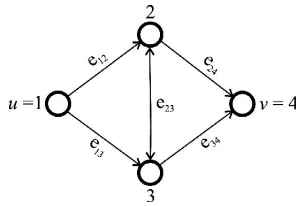


Рисунок 4 — Граф для рассматриваемого РУ подстанции

$$\mathfrak{R}^{(2)} = \begin{pmatrix} 0 & e_{13}e_{23} & e_{12}e_{23} & e_{12}e_{24} + e_{13}e_{34} \\ 0 & 0 & 0 & e_{23}e_{34} \\ 0 & 0 & 0 & e_{23}e_{24} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\mathfrak{R}^{(3)} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & e_{12}e_{23}e_{34} + e_{13}e_{23}e_{24} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Поскольку  $K_{14}^{(2)} = e_{12}e_{24} + e_{13}e_{34}$  и  $K_{14}^{(3)} = e_{12}e_{23}e_{34} + e_{13}e_{23}e_{24}$ , то имеется по два минимальных пути длины 2 и 3 от узла  $u=1$  и  $v=4$ :

$$\mathfrak{M}_1 = (e_{12}e_{24}), \mathfrak{M}_2 = (e_{13}e_{34}), \mathfrak{M}_3 = (e_{12}e_{23}e_{34}), \mathfrak{M}_4 = (e_{13}e_{23}e_{24}). \quad (3)$$

Решая совместно (3) и (2), получаем

$$P(1,4) = P(A_1) + P(A_2) + P(A_3) + P(A_4) - P(A_1 \cap A_2) - P(A_1 \cap A_3) - P(A_1 \cap A_4) - P(A_2 \cap A_3) - P(A_2 \cap A_4) - P(A_3 \cap A_4) + P(A_1 \cap A_2 \cap A_3) + P(A_1 \cap A_2 \cap A_4) + P(A_1 \cap A_3 \cap A_4) + P(A_2 \cap A_3 \cap A_4) - P(A_1 \cap A_2 \cap A_3 \cap A_4). \quad (4)$$

Графическое пояснение формулы (4) представлено в виде диаграммы полурешетки пересечений на рис. 5

Допустим, что  $P[e_{ij}] = p_{ij}$ . Тогда, решая совместно (4) и (3), определим вероятность безотказной работы системы

$$P_C = p_1p_4 + p_2p_5 + p_1p_3p_5 + p_2p_3p_4 - p_1p_2p_4p_5 - p_1p_3p_4p_5 - p_1p_2p_3p_4 - p_1p_2p_3p_5 - p_2p_3p_4p_5 - p_1p_2p_3p_4p_5 + p_1p_2p_3p_4p_5 + p_1p_2p_3p_4p_5 + p_1p_2p_3p_4p_5 - p_1p_2p_3p_4p_5 = p_1p_4 + p_2p_5 + p_1p_3p_5 + p_2p_3p_4 - p_1p_2p_4p_5 - p_1p_3p_4p_5 - p_1p_2p_3p_4 - p_1p_2p_3p_5 - p_2p_3p_4p_5 + 2p_1p_2p_3p_4p_5. \quad (5)$$

Уравнение (4) содержит 15 слагаемых, однако из выражения (5) видно, что после сокращения их остается только 10. Данная операция упрощения называется гомоморфизмом, в

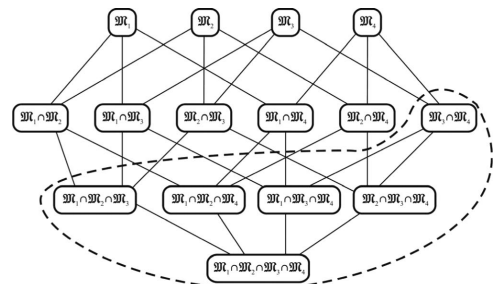


Рисунок 5 — Диаграмма полурешетки пересечений

результате которой область, показанная на рис. 5 пунктирной линией, объединяется в одно состояние.

Условимся, что на рассматриваемой подстанции установлено однотипное коммутационное оборудование. Тогда, опираясь на рис. 2 и 3, получаем следующие равенства:  $p_1 = p_2$  и  $p_4 = p_5$ . С учетом полученных равенств перепишем (5)

$$P_C = 2p_1p_4 + 2p_1p_3p_4 - p_1^2p_4^2 - 2p_1p_3p_4^2 - 2p_1^2p_3p_4 + 2p_1^2p_3p_4^2. \quad (6)$$

Для количественной оценки зададимся уровнем надежности всех элементов, участвующих в расчетах, воспользовавшись данными из [7]:  $P_{QS} = 0,9767$ ;  $P_Q = 0,9665$ ;  $P_T = 0,86$ .

$$p_1 = P_{QS} \cdot P_Q; p_3 = P_{QS} \cdot P_{QS}; p_4 = P_{QS} \cdot P_T.$$

$$P_C = 2P_{QS}^2 \cdot P_Q \cdot P_T + 2P_{QS}^4 \cdot P_Q \cdot P_T - P_{QS}^4 \cdot P_Q^2 \cdot P_T^2 - 2P_{QS}^5 \cdot P_Q \cdot P_T^2 - 2P_{QS}^5 \cdot P_Q^2 \cdot P_T + 2P_{QS}^6 \cdot P_Q^2 \cdot P_T^2. \quad (7)$$

После подстановки данных, приведенных в (7), получаем значение  $P_C = 0,9706$ .

В [6] была определена надежность схемы с помощью общей аналитической модели, которая совпадает с результатом, полученным в (7).

На основании изложенных соображений можно сделать следующий общий вывод. Разработана математическая модель расчета надежности сложных электрических систем, которая основана на их представлении структурной схемой надежности с дальнейшим ее преобразованием в направленный  $p$ -граф и нахождением множеств минимальных путей, используя теорию путей и сечений. По множеству минимальных путей определяют надежность системы, например, методом включения-исключения. Расчеты показали высокую сходимость предложенной методики с общей аналитической моделью.

## Литература

1. Байхельт Ф., Франкен П. Надежность и техническое обслуживание. Математический подход: пер. с нем. М.: Радио и связь, 1988. 392 с.
2. Эндрени Дж. Моделирование при расчетах надежности в электроэнергетических системах: пер. с англ. / под ред. Ю.Н. Руденко. М.: Энергоатомиздат, 1983. 336 с.
3. Krishnamurthy E.V., Komoissar G. Computer-aided reliability analysis of complicated networks // IEEE Trans. Reliab. 1972. R 21, 86—89.
4. Kim Y.H., Case K.E., Ghare P.M. A method for computing complex system reliability // IEEE Trans. Reliab. 1972. R21, 215—219.
5. Холл М. Комбинаторика: пер. с англ. / Под ред. А.О. Гельфонда и В. Е. Тараканова. М.: Мир, 1970. 424 с.
6. Галкин А.Г., Вербицкий В.А., Штин А.Н., Шумаков К.Г. Сравнение схемных решений распределительных устройств питающего напряжения транзитных подстанций на отдельно стоящем оборудовании // Транспорт Урала. 2009. № 3. С. 108—111.
7. Применение элегазовых ячеек PASS в открытом распределительном устройстве питающего напряжения отпаечных тяговых подстанций / Б.А.Аржанников, В.А.Вербицкий, А.С.Низов, А.Н.Штин, К.Г. Шумаков; под ред. А.Г. Галкина // Совершенствование схем устройств электроснабжения транспорта и проектирование их конструкций: сб. науч. тр. Екатеринбург: Изд-во УрГУПС. 2005. Вып. 48 (131). С. 5—14.

## References

1. Bajhelt F., Franken P. Nadezhnost i tekhnicheskoe obsluzhivanie. Matematicheskij podhod: per. s nem. M.: Radio i svyaz, 1988. 392 s.
2. Endreni Dzh. Modelirovanie pri raschetah nadezhnosti v elektroenergeticheskikh sistemah: per. s angl. / pod red. Yu.N. Rudenko. M.: Energoatomizdat, 1983. 336 s.
3. Krishnamurthy E.V., Komoissar G. Computer-aided reliability analysis of complicated networks // IEEE Trans. Reliab. 1972. R 21, 86—89.
4. Kim Y.H., Case K.E., Ghare P.M. A method for computing complex system reliability // IEEE Trans. Reliab. 1972. R21, 215—219.
5. Holl M. Kombinatorika: per. s angl. / Pod red. A.O. Gelfonda i V. E. Tarakanova. M.: Mir, 1970. 424 s.
6. Galkin A.G., Verbitskiy V.A., Shtin A.N., Shumakov K.G. Sravnenie shemnykh reshenij raspredelitelnykh ustroystv pitayushchego napryazheniya tranzitnykh podstancij na otdelno stoyashchem oborudovanii // Transport Urala. 2009. № 3. S. 108—111.
7. Primenenie elegazovykh yacheek PASS v otkrytom raspredelitelnom ustroystve pitayushchego napryazheniya otpaechnykh tyagovykh podstancij / B.A.Arzhannikov, V.A.Verbitskiy, A.S.Nizov, A.N. Shtin, K.G. Shumakov; pod red. A.G. Galkina // Sovershenstvovanie shem ustroystv elektrosnabzheniya transporta i proektirovanie ih konstruktsij: sb. nauch. tr. Ekaterinburg: Izd-vo UrGUPS. 2005. Vyp. 48 (131). S. 5—14.

УДК 656.113

Алексей Алексеевич Цариков, начальник отдела транспортного обеспечения СО ГУ «Управление автомобильных дорог», аспирант (УрГЛТУ, Екатеринбург)

## СТАДИЙНОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ И СПОСОБОВ ОРГАНИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ ЛЕВЫХ ПОВОРОТОВ

Alexei A. Tsarikov, head of transport support department in "Motor roads management" regional state institution, PhD student (USFEU, Ekaterinburg)

### Stage method development and ways of left turn traffic organization

#### Аннотация

В статье предложена схема стадийного совершенствования организации движения и расчета величины потоков насыщения левоповоротного движения на регулируемых пересечениях по мере изменения интенсивности движения от 100 до 2 000 автомобилей в час. Рассмотрена классификация способов организации движения левых поворотов по полосам движения и типам светофорного регулирования. Представлены возможные схемы организации движения и предложены алгоритмы и технологии управления транспортными потоками. Указаны основные проблемы, возникающие при расчете регулируемых узлов, на различных стадиях организации дорожного движения левоповоротных потоков.

**Ключевые слова:** пропускная способность, управление движением, транспортные потоки, левый поворот, регулируемые пересечения.

#### Annotation

In the article there is offered the scheme of traffic organization stage development and saturation flows value calculation of left-turn traffic on regulated junctions while traffic density change from 100 to 2000 cars per hour. There is presented the classification of left turn traffic ways organization by traffic lanes and signal controls types. There are given the possible schemes of traffic organization and are offered the algorithms and traffic flows control technologies. There are stated the main problems of regulated junctions' calculation on different stages of road traffic organization of left-turn flows.

**Key words:** traffic capacity, traffic control, traffic flows, left-turn, regulated junctions.

По мнению большинства специалистов, транспортная система города — это набор функциональных элементов и связей между ними, обеспечивающих перевозку грузов и пассажиров, включающая в себя в качестве элементов транспортную сеть, подвижной состав, людей — клиентов транспортной системы.

В наиболее распространенном и важном случае отказ функционирования транспортной системы наступает в результате заторов в транспортной сети, которые парализуют практически все виды движения в городе. Появление заторов, даже когда имеется небольшой запас пропускной способности сети, объясняется нечеткостью работы светофорной сигнализации и дорожно-транспортными происшествиями, которые ведут к увеличению длин очередей транспортных единиц, ожидающих обслуживания на перекрестке. Эта ситуация может быстро распространиться на несколько ближайших узлов сети, а впоследствии перейти на всю транспортную сеть с последующим отказом транспортной системы.

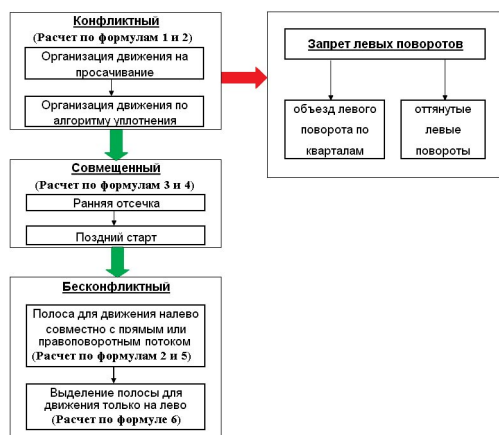
Внимание к проблеме отказа функционирования транспортной системы вызвано растущей интенсивностью движения в городах в связи с ростом уровня автомобилизации. Уровень автомобилизации (количество автомобилей на 1 000 жителей) вырос в нашей стране с 80 в 1990 г. до 253 в 2007 г., причем уровень личной легковой автомобилизации вырос соответственно с 59 до 226, или почти в 4 раза.

Одна из проблемных ситуаций в работе светофорной сигнализации — организация левых поворотов на регулируемых пересечениях. Вместе с тем инженеры по организации движения не полностью используют резервы пропускной способности, применяя дорогостоящие или неэффективные методы.

Организация движения левых поворотов разнообразна по исполнению и методам. Анализ публикаций [1], а также исследования автора [2] позволили предложить схему стадийного совершенствования и формулы расчета левых поворотов в узлах (рис. 1). Рассмотрим следующие способы организации движения: бесконфликтное движение налево; конфликтное с прямым потоком противоположного направления (движение на просачивание); создание отсечки, т. е. выделение нескольких секунд для бесконфликтного движения, а остальное время движение на просачивание (совмещенный способ).

Довольно часто в момент установки светофорного объекта левоповоротный маневр организуется конфликтным способом. По мере роста интенсивности движения возможно два

пути совершенствования организации левоповоротного маневра: повышение пропускной способности или запрет маневра на перекрестке (см. рис. 1).



**Рисунок 1 — Схема стадийного совершенствования организации движения и расчета величины потоков насыщения левоповоротного движения**

Запрет левоповоротных маневров на перекрестке — распространенный способ организации движения в отечественной литературе 50—70-х гг. прошлого века [3—5]; его основная цель — снижение количества конфликтных точек и фаз регулирования на пересечении. Существует два метода запрета маневров левых поворотов: левый поворот «относится» на другой перекресток (метод объезда квартала); левый поворот «оттягивается» направо для последующего движения прямо. В современных условиях организации дорожного движения оба метода (оттянутые и отнесенные левоповоротные) используются довольно редко. Это связано в первую очередь с усложнением маршрутного ориентирования и перегрузкой других направлений движения.

Каждый из способов организации движения левых поворотов влияет на количество фаз регулирования и на направление движения по полосам. В случае конфликтного и совмещенного способа используется только крайняя левая полоса для движения налево (табл. 1), причем исключительно для движения налево или совместно с прямым направлением. Бесконфликтное движение налево предполагает использование от одной до трех полос движения налево; при этом одна из полос может использоваться для совместного движения с прямым направлением.

Бесконфликтное движение левых поворотов позволяет использовать разные технические средства регулирования: трехсекционные общие светофоры, дополнительные стрелки и отдельные секции для каждой полосы движения. Это дает возможность применять более совершенные схемы регулирования.

Необходимо заметить, что в практике встречаются случаи организации движения левых поворотов в два ряда в конфликте с другими потоками. Это происходит вследствие ошибок и непонимания того, что такая схема неэффективна.

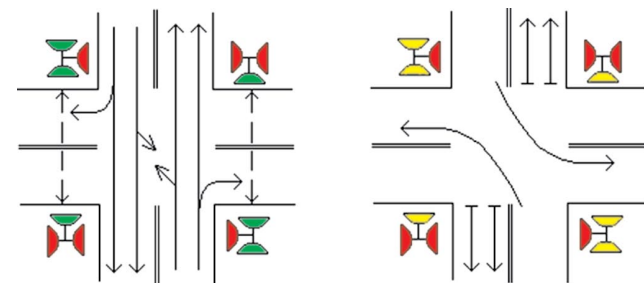
Стадийное совершенствование организации движения позволяет использовать резервы увеличения пропускной способности при совершенствовании левых поворотов по мере увеличения интенсивности движения со 100 до 2 000 ед/ч.

**Таблица 1 — Классификация способов организации движения левых поворотов по полосам**

Тип регулирования светофорами	Общий 3-секционный светофор	3-секционный светофор со стрелкой или общий светофор	Общий 3-секционный светофор или отдельный светофор на каждую полосу	3-секционный светофор со стрелкой, общий светофор или отдельный светофор на каждую полосу
Направление движения по полосам				
Конфликтный (движение на просачивание)	+	+	—	—
Совмещенный (микрофаза)	+	+	—	—
Бесконфликтный	+	+	+	+

Организация движения левых поворотов в конфликте с другими транспортными потоками

В наиболее простом случае, когда светофоры устанавливаются на четырехстороннем перекрестке (или на примыкании), возникает необходимость в поочередном пропуске транспортных потоков по главной и по пересекающей ее второстепенной улице. Следовательно, организация движения в данном случае должна предусматривать две фазы: первая — движение по главной улице, вторая — по второстепенной улице. При этом для транспортных средств, поворачивающих налево, специальные сигналы не вводятся, а маневр поворота налево осуществляется так называемым методом «просачивания», т. е. водитель, которому нужно повернуть налево, выезжает при зеленом сигнале светофора по центру перекрестка и ждет либо случайного перерыва в движении встречного потока, либо его остановки при появлении желтого сигнала светофора, после чего заканчивает маневр (рис. 2).



**Рисунок 2 — Организация левых поворотов методом «просачивания»**

В условиях крупных городов, когда уровень автомобилизации превышает 200—300 автомобилей на 1 000 жителей, движение в центральной, срединной и даже в периферийной зонах носит насыщенный характер, а иногда и перенасыщенный. В таких случаях, особенно на изолированных перекрестках, найти разрыв между автомобилями для выполнения манев-

ра на просачивание практически невозможно. При этом чем больше количество полос приходится пересекать для совершения левого поворота на просачивание, тем сложнее и тем меньше безопасных интервалов.

В связи с этим левые повороты в современных условиях крупных городов осуществляются в момент горения желтого сигнала (рис. 3).

Для расчета потока насыщения левого поворота, организованного методом просачивания, предлагается следующая формула:

$$M_{\text{НЛЕВ}} = \frac{88 + 0,017 \cdot t_{\text{ж}} + 0,0005 \cdot t_{\text{ж}}^2}{100} \cdot M_{\text{НЛЕВ}(R)} \quad (1)$$

где  $t_{\text{ж}}$  — время переходного интервала движения (желтый сигнал светофора) с;

$M_{\text{НЛЕВ}(R)}$  — поток насыщения левоповоротного потока бесконфликтного движения, ед/ч,

$$M_{\text{НЛЕВ}} = 770 + 60R - 0,74R^2, \quad (2)$$

где  $R$  — радиус поворота, м.

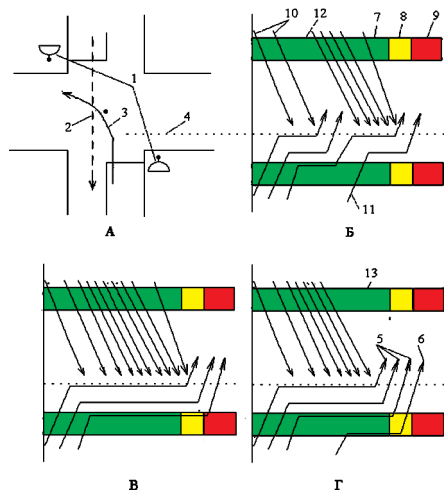


Рисунок 3 — Движение левоповоротного потока на просачивание: А — план перекрестка; Б — поворот в приемлемых интервалах; В — поворот на желтый сигнал светофора; Г — применение технологии уплотнения для левого поворота. 1 — светофор; 2 — прямой встречный поток; 3 — левый поворот, осуществляемый в конфликте; 4 — конфликтная точка, 5 — автомобили, поворачивающие налево на желтый сигнал; 6 — автомобили, завершающие маневр поворота налево на красный сигнал светофора; 7 — зеленый сигнал светофора; 8 — желтый сигнал светофора; 9 — красный сигнал светофора; 10 — прямой поток на диаграмме; 11 — автомобили, осуществляющие левый поворот в конфликте; 12 — приемлемые интервалы во встречном прямом потоке; 13 — разрыв в потоке, возникший в конце такта вследствие уплотнения

**Организация левых поворотов методом уплотнения прямого потока.** В случае если интенсивность движения налево более трех единиц за цикл для смежных левых поворотов, когда нет возможности перехода на бесконфликтное регулирование, необходимо введение технологии «уплотнения потока». Суть этого метода состоит в создании безопасных интервалов для поворота 3—4 автомобилей вместо

8—10 интервалов, которые неприемлемы для выполнения маневра.

Алгоритм регулирования методом «уплотнения потока» (рис. 4), предложенный автором, заключается в следующем. Три соседних пересечения соединяются между собой линиями связи. На первом и третьем пересечении схема движения организуется так, чтобы на некоторое время  $a$  автомобили не двигались в сторону второго (центрального) пересечения. Тем самым создается разрыв между пачками автомобилей. Пачка, проезжая перекресток № 2 в прямом направлении, проходит пересечение с плотностью потока насыщения; при этом следующая пачка еще не прибыла, т. е. остается некоторое время для горения зеленого сигнала, которое используется для поворота автомобилей налево (см. рис. 4). Описанный выше алгоритм можно осуществить, если обеспечена управляющая связь между перекрестками, а загрузка прямого потока позволяет сформировать разрывы между пачками.

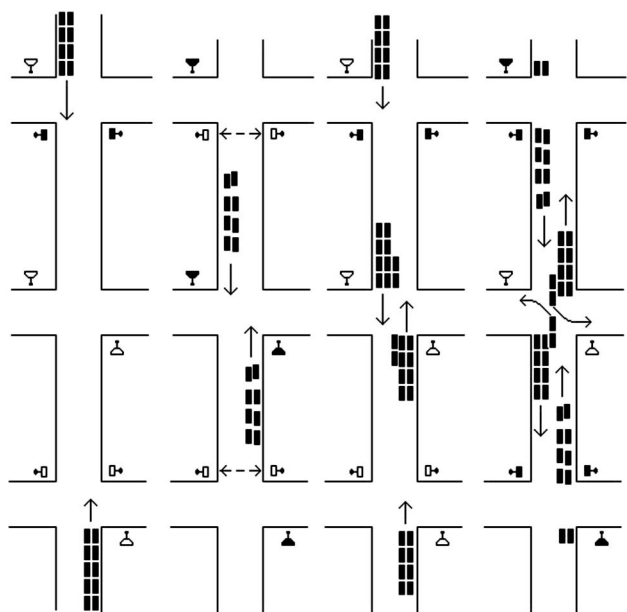


Рисунок 4 — Алгоритм регулирования методом уплотнения потока

Стоит заметить, что алгоритм регулирования может предусматривать создание интервалов большой длительности не только в конце фазы, но и в начале, и в середине. Но большой интервал в конце фазы дает большую уверенность, а в сумме с желтым сигналом повышает пропускную способность левых поворотов.

### Организация движения левых поворотов по совмещенному способу

**Организация левых поворотов методом отсечки (организация микрофаз).** Под микрофазой следует понимать кратковременное разрешение движения (до 10 с) по одному из направлений в течение сложного промежуточного такта без выделения его в отдельную фазу.

Введение сложного промежуточного такта после первой фазы (рис. 5) позволяет решать эту задачу практически без потерь. В первой фазе движение разрешено для направления 1, 2 (см. рис. 5). Транспортные средства на направлении 2, ожидающие левого поворота, как правило, находятся близко к середине проезжей части. Промежуточный такт первой



фазы начинается с зеленого мигания для направления 1н; на второй секунде транспортные средства, которые находятся за стоп-линией на направлении 2н, включая и левый поворот, продолжают движение. Следует отметить, что водители транспортных средств, выполняющих левый поворот, довольно быстро привыкают к такой сигнальной программе и не создают помех основному движению.

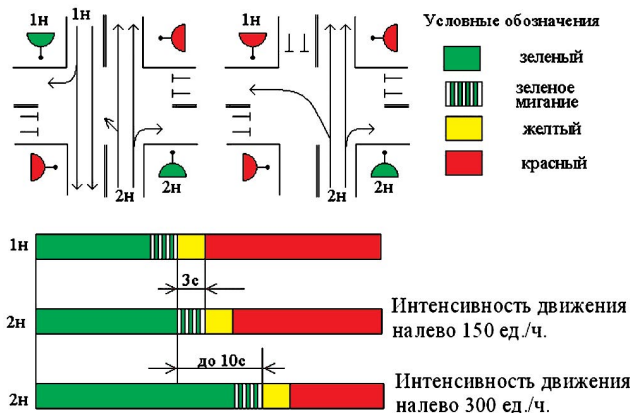


Рисунок 5 — Схема организации левых поворотов методом отсечки

Движение налево методом отсечки осуществляется двумя способами — «поздний старт» и «раннее включение» (рис 6). Позднее включение предполагает, что светофор для направления 2н включится на несколько секунд раньше, чем для направления 1н. Но окончание фазы для обоих направлений произойдет одновременно. Недостаток такого способа заключается в том, что транспортные средства, поворачивающие налево, не могут определить начало разрешающего такта встречного направления. Это может привести к аварийной ситуации или задержке основного потока в течение нескольких секунд.

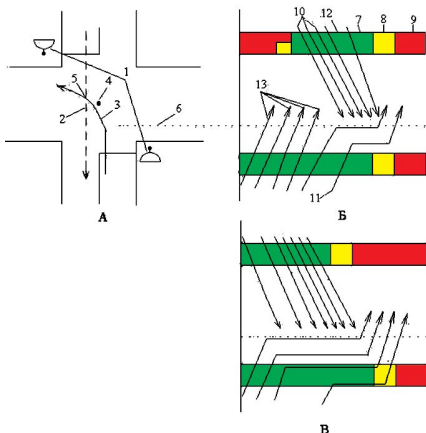


Рисунок 6 — Повороты налево методом отсечки:

А — план перекрестка; Б — позднее включение; В — раннее выключение или отсечка для левого поворота. 1 — светофор; 2 — прямой встречный поток; 3 — левый поворот, осуществляемый в конфликте; 4 — центр пересечения; 5 — конфликтная точка; 6 — линия ожидания для совершения маневра; 7 — зеленый сигнал светофора; 8 — желтый сигнал светофора; 9 — красный сигнал светофора; 10 — прямой поток на диаграмме; 11 — автомобили, осуществляющие левый поворот

в конфликте; 12 — приемлемые интервалы во встречном прямом потоке; 13 — автомобили, поворачивающие налево без остановки

Перегруженные конфликтные направления используют желтый сигнал светофора для движения. Поэтому за время движения от стоп-линии до конфликтной точки проходит 2—3 с, а это время соизмеримо со временем отсечки, т. е. движение налево осуществляется только на желтый сигнал. Все преимущества отсечки в таких условиях теряются. Этот факт необходимо предусматривать и предоставлять большую отсечку (на 3—6 с) для выполнения маневра.

Для расчета потоков насыщения левых поворотов, организованных методом отсечки, предлагается использовать формулу

$$M_{\text{НЛЕВ}} = \frac{88 + 0,017 \cdot t_{\text{ДВИЖ}} + 0,0005 \cdot t_{\text{ДВИЖ}}^2}{100} \cdot M_{\text{НЛЕВ(Р)}} \quad (3)$$

где  $t_{\text{ДВИЖ}}$  — суммарное время движения левоповоротного потока, организованного конфликтно-бесконфликтным способом, с;  $M_{\text{НЛЕВ(Р)}}$  — поток насыщения левоповоротного потока бесконфликтного движения, рассчитывается по формуле (2), ед/ч;

$$t_{\text{ДВИЖ}} = t_{\text{ДОП.ЗЕЛ}} + t_{\text{ЖЕЛ}} \quad (4)$$

где  $t_{\text{ДОП.ЗЕЛ}}$  — длительность дополнительного зеленого сигнала (величина отсечки), с;

$t_{\text{ЖЕЛ}}$  — длительность желтого сигнала, с.

Организация движения левых поворотов без конфликта

Увеличение интенсивности движения левых поворотов приводит к тому, что в какой-то момент невозможно пропускать через перекресток все транспортные единицы с соблюдением правил дорожного движения и безопасных допустимых интервалов. В таком случае растет количество нарушений правил движения и количество аварийных ситуаций, и, как следствие, растет и количество ДТП. В тех случаях, когда интенсивность движения налево превышает пропускную способность, водители осуществляют маневр на красный свет, тем самым сдерживая начало движения транспортных потоков следующей фазы, а это снижает пропускную способность. В таком случае необходимо переходить к следующему этапу организации движения левых поворотов — выделению отдельной фазы для левого поворота без конфликта с другими потоками.

Введение дополнительной фазы ведет к положительным эффектам: увеличению пропускной способности левых поворотов, повышению безопасности движения, снижению аварийности. Но при этом появляются новые трудности в регулировании движения, увеличивается число фаз регулирования, что снижает пропускную способность каждой полосы. Бесконфликтный поворот в некоторых случаях требует выделения отдельной полосы движения для левого поворота, по которому нельзя будет двигаться другим экипажам.

Вводить дополнительную фазу логичнее и эффективно при интенсивности 3—4 единицы за цикл.

**Выделение отдельных полос для движения левого поворота.** При увеличении интенсивности движения конфликтного левого поворота выше уровня пропускной способности, как отмечено выше, необходимо вводить дополнительную фазу, в которой будет осуществляться левый поворот без конфликта. Однако организация движения налево в два ряда и более с точки зрения безопасности движения является одним

из негативных факторов. С организационной точки зрения это тоже сложная задача, поскольку требуется достаточное количество полос и необходимый размер перекрестка. Особенно ярко такая проблема возникает, когда используется схема регулирования с двумя смещенными поворотами (рис. 7), каждый из которых организуется в два ряда. В этом случае внешние ряды поворотов могут «касаться» друг друга, в результате возможно ДТП.

На полосах левопоротного движения, организованных без конфликта с другими направлениями, при радиусе поворота менее 40 м поток насыщения для левопоротного движения предлагается рассчитывать по формуле

$$M_{\text{НЛЕВ}} = \frac{79 + 1,3 \cdot t_{\text{ЗЕЛ}} - 0,02 \cdot t_{\text{ЗЕЛ}}^2}{100} \cdot M_{\text{Н(Р)}}, \text{ ед/ч.} \quad (5)$$

Для левоповоротного движения с радиусом поворота более 40 м значение  $M_{\text{НЛЕВ}}$  рекомендуется принимать равным 1 980 ед/ч.

**Организация полос движения для левых поворотов совместно с прямым потоком.** Несколько иным способом организации движения является выделение полос для совместного движения левых поворотов совместно с прямым потоком. Такой способ требует, чтобы движение прямо и налево обязательно осуществлялось в одной фазе. Использование полос совместного движения позволяет разнообразить схемы управления движением и повысить пропускную способность,

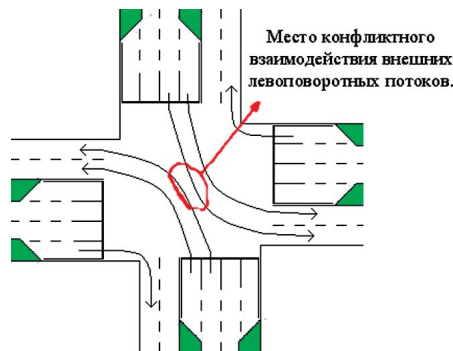


Рисунок 7 — Конфликтное взаимодействие при организации левых поворотов в два ряда на схеме со смежным движением

особенно это эффективно на направлениях с разной долей левоповоротных и прямых потоков в течение суток.

Для расчета величины потока насыщения полос совместного движения (налево и прямо; прямо и направо; налево, прямо и направо) предлагается использовать формулу

$$M_{\text{НСОВМ}} = M_{\text{ННАЛЕВО}} \cdot \alpha + M_{\text{ННАПРАВО}} \cdot \beta + M_{\text{НПРЯМО}} \cdot (1 - \alpha - \beta), \quad (6)$$

где  $M_{\text{ННАПРАВО}}$  — поток насыщения правоповоротного потока, ед/ч;

$\alpha$  — доля левоповоротного потока;

$\beta$  — доля правоповоротного потока.

## Литература

1. Ваксман С.А. Транспортные системы городов: указатель работ, опубликованных в СССР на русском языке. Екатеринбург: УНВП «Комвакс», 2004. 332 с.
2. Цариков А.А. Исследование закономерностей движения при выполнении левых поворотов // Транспорт Урала. 2009. № 3. С. 20—24.
3. Владимиров В.А., Загородников Г.Д. Инженерные основы организации дорожного движения. М.: Стройиздат, 1975. 455 с.
4. Поляков А.А. Организация движения на улицах и дорогах. М.: Транспорт, 1965. 376 с.
5. Рушевский П.В. Организация и регулирование уличного движения с применением автоматических средств управления: учебное пособие. М.: Высшая школа, 1974. 239 с.

## References

1. Vaksman S.A. Transportnye sistemy gorodov: ukazatel rabot, opublikovannyh v SSSR na russkom yazyke. Ekaterinburg UNVP «Komvaks», 2004. 332 s.
2. Tsarikov A.A. Issledovanie zakonomernostey dvizheniya pri vypolnenii levyyh povorotov // Transport Urala. 2009. № 3. S. 20—24.
3. Vladimirov V.A., Zagorodnikov G.D. Inzhenernye osnovy organizatsii dorozhnogo dvizheniya. M.: Strojizdat, 1975. 455 s.
4. Polyakov A.A. Organizatsiya dvizheniya na ulitsah i dorogah. M.: Transport, 1965. 376 s.
5. Rushevskij P.V. Organizatsiya i regulirovanie ulichnogo dvizheniya s primeneniem avtomaticheskikh sredstv upravleniya: uchebnoe posobie. M.: Vysshaya shkola, 1974. 239 s.

УДК 656.13

Олег Николаевич Ларин, д-р техн. наук, профессор (ЮУрГУ, Челябинск),  
Валерий Николаевич Смолин, канд. техн. наук (ЮУрГУ, Челябинск)

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРИНЦИПОВ ФОРМИРОВАНИЯ ТАРИФОВ НА МУНИЦИПАЛЬНЫЕ ПАССАЖИРСКИЕ ПЕРЕВОЗКИ ОБЩЕСТВЕННЫМ ТРАНСПОРТОМ

Oleg N. Larin, DSc, professor (SUSU, Chelyabinsk),  
Valery N. Smolin, PhD (SUSU, Chelyabinsk)

### Improvement of tariff-forming principles of municipal ridership by public transport

#### Аннотация

В статье рассматриваются проблемы формирования тарифов на муниципальные пассажирские перевозки общественным транспортом. Рассмотрены критерии принятия решений при формировании тарифов, ориентированные на обеспечение высокого уровня транспортной доступности, безопасности перевозок, конкуренции на рынке. Проведенные исследования выявили основные недостатки в существующих подходах к формированию тарифов, связанные с обоснованностью издержек перевозчиков, стимулированием перевозчиков повышать качество услуг, обеспечением конкуренции между муниципальным транспортом и индивидуальными предпринимателями. Разработаны рекомендации по совершенствованию принципов формирования тарифов с учетом типа подвижного состава, социальной значимости маршрута, затрат перевозчиков, обеспечивающие повышение качества транспортного обслуживания населения и конкуренцию на рынке транспортных услуг.

**Ключевые слова:** пассажирские перевозки, управление, транспортная доступность, принципы, формирование тарифа, муниципальный транспорт, рынок транспортных услуг.

#### Annotation

This article discusses problems of tariff-forming for the municipal public conveyances. Criteria of decision-making for tariff-forming process oriented on a high level of transport accessibility, traffic safety, and market competition are considered. The carried out researches revealed the main shortcomings in existing approaches for tariff-forming related to reasonableness of carrier's costs, stimulation the carriers to improve service quality, providing competition between municipal transport and entrepreneurs. Recommendations of improving of principles of tariff-forming process adjusted for type of vehicles, social significance of route, costs of carriers are elaborated, what provides improving quality of transport service for population and competition on transport service market.

**Key words:** passenger transportations, management, transport accessibility, principles, tariff-forming, municipal transport, transport service market.

В условиях децентрализации управления пассажирскими перевозками в стране, когда большинство функций управления пассажирским автотранспортом передается на региональный уровень, особо остро встает вопрос перед органами территориального отраслевого управления о совершенствовании нормативно-правового регулирования взаимоотношений между заказчиками пассажирских перевозок и перевозчиками, направленного на достижение главных целей транспортного обслуживания населения, связанных с обеспечением:

- высокого уровня транспортной доступности социально значимых объектов региона для всех групп населения;
- приоритетности выполнения социально значимых перевозок;
- безопасности перевозок;
- повышения конкурентоспособности муниципального пассажирского транспорта;
- повышения эффективности перевозок;
- рационального использования объектов транспортной инфраструктуры муниципальных образований.

Сложность формирования взаимоотношений между участниками перевозочного процесса на всех уровнях отрасли в значительной степени обусловлена сложностью структурного построения системы управления муниципальным пассажирским транспортом. На сегодняшний день наиболее полно состав участников и распределение полномочий между ними позволяет отобразить многоэшелонная иерархическая структура управления системой муниципального пассажирского транспорта [1].

Под многоэшелонной иерархической структурой понимается совокупность относительно независимых, взаимодействующих между собой компонентов, при этом некоторые (или все) компоненты имеют право принятия решений, а их иерархическое расположение определяется тем, что некоторые из них находятся под влиянием или управляются вышестоящими. В таких системах у различных уровней могут формироваться противоречащие друг другу («конфликтные») цели и решения. Подобная конфликтная ситуация сегодня складывается

при формировании тарифов на муниципальные пассажирские перевозки.

Анализ нормативно-правовых актов многих крупных городов страны (включая Ростов-на-Дону, Пермь, Москву и др.) по организации и развитию пассажирских перевозок показал сложность и неоднозначность используемых задач, подходов и методов достижения указанных целей. Проблема организации пассажирских перевозок в муниципальных образованиях является комплексной, решение которой предусматривает использование различных групп методов управления: административно-правовых, организационных и экономических [2]. В данной работе основное внимание уделяется последней группе методов управления, которые включают определение тарифной политики, формирующей цены на пассажирские перевозки.

Проведенный анализ данных о формировании тарифов в вышеперечисленных городах показывает, что на практике широкое распространение получили три основных подхода к формированию тарифов на пассажирские перевозки:

- затратный, предусматривающий компенсацию затрат перевозчика за выполненную работу и обеспечивающий ему получение определенного уровня прибыли;
- рыночный, при котором формирование тарифа на перевозки осуществляется с учетом спроса и предложения на них;
- социальный, обеспечивающий выполнение социально значимых перевозок с учетом платежной способности населения.

В рассмотренных регионах с учетом приоритетных целей, задач и методов их решения используются различные подходы к формированию тарифов. Вместе с тем во всех городах отмечается главная проблема используемых тарифов. Отмечаются сомнения в их достаточной обоснованности. Поэтому совершенствование принципов и методов построения тарифов на муниципальные пассажирские перевозки, а также повышение значимости тарификации в системе управления пассажирскими перевозками являются актуальными задачами.

В основе разработки тарифов практически во всех регионах лежат следующие основные принципы:

- фиксированный размер оплаты за выполненную работу на маршруте;
- оплата за проезд не выше, чем установленная и согласованная заказчиком услуг;
- учет уровня издержек перевозчиков в базовом периоде (за базовый принимается предшествующий плановому календарный год);
- единый тариф по видам перевозок для всех операторов (перевозчиков);
- соотношение объемов перевозок базового и планового периодов.

Указанные принципы расчета тарифов не способствуют достижению основных целей управления пассажирскими перевозками и имеют следующие существенные недостатки:

1) на практике сложно объективно обосновать издержки перевозчиков при отсутствии установленного контроля за расходной частью перевозчиков и целесообразности затрат на выполнение услуг;

2) указанные принципы не стимулируют перевозчиков повышать качество перевозок на социально значимых маршрутах, а «мнимое» увеличение транспортной обеспеченности населения за счет создания дублирующих маршрутов не гарантирует высокую транспортную доступность социально значимых объектов;

3) не создаются реальные условия для развития муниципального пассажирского транспорта;

4) не обеспечивается полноценная конкуренция между муниципальным транспортом и индивидуальными предпринимателями.

Как следствие, на пассажирском транспорте не в полном объеме решаются задачи обеспечения высокого уровня транспортного обслуживания населения региона, не гарантируется транспортная доступность социально значимых объектов, существенно снижается экономическая эффективность муниципального транспорта, повышается его неконкурентоспособность и бюджетная зависимость [3].

Наиболее распространенным методом определения тарифа на пассажирские перевозки на основе озвученных принципов является

$$T = \frac{3 + \Pi}{Q},$$

где  $T$  — тариф за выполненную работу, руб./пасс. (руб./пасс.-км);

$3$  — сумма затрат за оказанную услугу, руб.;

$\Pi$  — согласованная норма прибыли, как правило, устанавливается в определенной доле от общих затрат  $3$ , руб.;

$Q$  — выполненная работа, пасс. (пасс.-км).

При фиксированном значении нормы прибыли все перевозчики, отстаивающие предлагаемые тарифы, заинтересованы в следующем:

а) в необоснованном завышении затрат на перевозки в базовом и плановом периодах;

б) в занижении выполненной транспортной работы в предоставляемых отчетах в соответствующие периоды.

Существующая система ценообразования не создает условий для развития муниципального пассажирского транспорта, что, как следствие, существенно снижает эффективность транспортного обслуживания населения и качество перевозок и не способствует развитию транспорта, ориентированного на выполнение социально значимых перевозок.

На наш взгляд, совершенствование системы расчета тарифов на массовом пассажирском транспорте должно базироваться на следующих принципах:

- совершенствование механизмов ценообразования, обеспечивающих снижение степени зависимости тарифов от прошлых успехов или неудач в работе предприятий пассажирского транспорта и предпринимателей;
- повышение регулирующей роли системы построения тарифов в управлении пассажирскими перевозками;
- повышение стимулирующей роли системы тарификации в части повышения показателей качества транспортного обслуживания населения.

В плане совершенствования принципов ценообразования нами предлагается следующее:



1) перейти от единого тарифа к дифференцированным тарифам на перевозках одного направления, выполняемых разными перевозчиками с использованием различного подвижного состава;

2) отказаться от верхнего предела тарифа на услуги, регулируемого заказчиком, перейти на нижний предел или к «коридору» тарифа для разных перевозчиков, выполняющих перевозки с использованием различного подвижного состава на социально значимых маршрутах;

3) при планировании перевозок опираться не на достигнутый уровень пассажирских перевозок, перейти от выполненных объемов работ к планируемым или заказанным по предоставленным пассажиро-местам (пассажиро-километрам) и на их основе определять границы тарифов;

4) отказаться от фактически сложившихся затрат при расчете тарифа на перевозки, перейти к нормозатратам, разработанным с учетом принятых показателей качества транспортного обслуживания, таких как регулярность, вместимость и использование вместимости, интервалы движения и т. д.

Использование предлагаемого подхода к совершенствованию системы построения тарифов на общественном муниципальном пассажирском транспорте обеспечит справедливое перераспределение объемов перевозок между муниципальными предприятиями и предпринимателями, что будет ориентировать их на установление высокого уровня качества транспортного обслуживания населения и доступности всех социально значимых объектов.

Важным результатом для развития отрасли будет совершенствование условий конкуренции между муниципальным транспортом и частными перевозками, так как тарифное регулирование уже в ближайшей перспективе способно перевести конкуренцию перевозчиков из ценовой сферы в сферу показателей качества транспортного обслуживания. Это, в свою очередь, потребует от участников рынка повышения объективности информации, направляемой перевозчиками для заказчиков, о фактических объемах перевозок и затратах на их выполнение.

## Литература

1. Ларин О.Н. Транспортная система Челябинской области: учебное пособие. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009. 123 с.
2. Гудков В.А. Пассажирские автомобильные перевозки: учеб. для вузов / Под ред. В.А. Гудкова. М.: Горячая линия — Телеком, 2006. 446 с.
3. Ларин О.Н., Смолин В.Н. Особенности управления пассажирскими перевозками в муниципальных образованиях // Транспорт Урала. 2009. № 2. С. 9—10.

## References

1. Larin O.N. Transportnaya sistema Chelyabinskoy oblasti: uchebnoe posobie. Chelyabinsk: Izdatelskiy centr YUGU, 2009. 123 s.
2. Gudkov V.A. Passazhirskie avtomobilnye perevozki: ucheb. dlya vuzov / Pod red. V.A. Gudkova. M. Goryachaya liniya — Telekom, 2006. 446 s.
3. Larin O.N., Smolin V.N. Osobennosti upravleniya passazhirskimi perevozkami v munitsipal'nykh obrazovaniyakh // Transport Urala. 2009. № 2. S. 9—10.

УДК 629.331

Дмитрий Александрович Захаров, канд. техн. наук (ТюмГНГУ, Тюмень),  
Сергей Александрович Сидоров, инженер (ТюмГНГУ, Тюмень)

## ПРИСПОСОБЛЕННОСТЬ АВТОМОБИЛЕЙ-РЕФРИЖЕРАТОРОВ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ СКОРОПТЯЩИХСЯ ГРУЗОВ НА РАЗВОЗОЧНЫХ МАРШРУТАХ К ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫМ УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Dmitry A. Zakharov, PhD (TSOGU, Tyumen),  
Sergey A. Sidorov, engineer (TSOGU, Tyumen)

### Vehicle-refrigerators' adaptability for high-temperature operating conditions during transportation of perishable goods on routes

#### Аннотация

Целью данной работы является снижение затрат на эксплуатацию автомобилей для перевозки скоропортящихся грузов (СГ) на основе установления и использования закономерностей влияния температуры окружающего воздуха и суммарного времени разгрузки на температурный режим грузового отсека. В теоретической части установлены виды математических моделей влияния условий эксплуатации автомобиля-рефрижератора на изменение температуры воздуха в грузовом отсеке при перевозке скоропортящегося груза на развозочных маршрутах. В экспериментальной части установлены численные значения их параметров. Использование результатов исследования обеспечивает повышение эффективности работы автомобилей, снижение себестоимости перевозок и обеспечение сохранности скоропортящегося груза при перевозке в летний период путем выбора автотранспортными организациями наиболее приспособленной марки и модели АТС для перевозки СГ и оптимальной загрузки грузового отсека.

**Ключевые слова:** условия эксплуатации, температурные условия, приспособленность, рефрижератор, транспортные расходы, сохранность груза.

#### Annotation

The aim of this work is to reduce operating costs by establishing a standard resource for filter elements of supply system and lubrication system taking into account the operating conditions of vehicles. In the theoretical part, the type of mathematical model of vehicle operating conditions' influence on change the performance of filter elements of supply and lubrication systems is established. In the experimental part numerical values of its parameters are established. The numerical values of correction coefficients of standard resources for filter elements of supply system and lubrication system are determined taking into account the operating conditions of vehicles based on the results.

**Key words:** operating conditions, temperature conditions, adaptability, vehicle-refrigerator, transportation cost, cargo safety.

В условиях рыночной экономики проблема сохранения качества продукции при перевозке скоропортящихся грузов (СГ) становится актуальной. Необходимость сохранения низкой температуры грузового отсека (ГО) при транспортировке продуктов глубокой заморозки выдвигает жесткие требования к выбору подвижного состава. Нарушение температурного режима при перевозке СГ ведет к утрате перевозимого груза. Ограниченность складских площадей в розничной торговле и развитие логистики вызывают потребность в мелкопартионных перевозках грузов глубокой заморозки. Повысить эффективность использования автомобилей, уменьшить величину порожних пробегов транспортных средств при мелкопартионных перевозках возможно за счет увеличения количества грузополучателей и организации развозочных маршрутов перевозки СГ.

При возрастающих требованиях рынка автотранспортных услуг необходимо повышение эффективности использования подвижного состава. Прежде всего это проявляется в применении специализированных кузовов, приспособленных к перевозкам определенных грузов [1].

Целью исследования является повышение эффективности использования автомобилей-рефрижераторов для перевозки СГ на основе установления и использования закономерностей влияния температуры окружающего воздуха и суммарного времени разгрузки на температурный режим грузового отсека.

Совершенствование и развитие конструкций специализированных АТС, осуществляющих перевозки продовольственных товаров, реализуются в трех основных направлениях:

- повышение приспособленности АТС к перевозкам грузов с конкретными потребительскими свойствами;
- обеспечение соответствия конструктивных параметров специализированных АТС технологическому процессу доставки груза потребителю;
- повышение эффективности использования подвижного состава [1].

Для реализации первого направления необходимо разработать показатели приспособленности автомобилей-рефрижераторов к условиям эксплуатации при работе на развозочных маршрутах.

Таким образом, оценка приспособленности автомобилей-рефрижераторов для перевозки скоропортящихся грузов к

высокотемпературным условиям эксплуатации при работе на развозочных маршрутах является актуальной.

Приспособленность автомобиля — это свойство сохранять заложенные в него при проектировании и производстве показатели качества в условиях эксплуатации, отличных от стандартных (номинальных) [1].

Результаты ранее выполненных по исследуемой проблеме работ не позволяют оценивать суровость условий перевозки СГ. Не выявлены закономерности изменения температурного режима грузового отсека при различных температурах окружающего воздуха и времени разгрузки.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи;

- установить закономерность изменения температурного режима грузового отсека автомобилей с холодильными установками Thermo king V-200 и VATNA-200 с учетом температуры окружающего воздуха и суммарного времени разгрузки;
- разработать показатель приспособленности автомобилей-рефрижераторов для перевозки СГ на развозочных маршрутах к условиям эксплуатации;
- оценить интервалы суровости условий эксплуатации и многоуровневую классификацию приспособленности автомобилей для перевозки СГ глубокой заморозки на развозочных маршрутах;
- разработать пути практического использования результатов исследования.

Анализ конструктивных особенностей фургонов показал, что применение при изготовлении рефрижераторов современных конструкций и материалов позволяет сохранять длительное время необходимый температурный режим, т. е. снизить до минимума влияние времени ездки на температурный режим грузового отсека при закрытых дверях фургона. Однако в условиях высоких температур окружающего воздуха при работе автомобиля-рефрижератора на развозочном маршруте с частыми остановками и длительным периодом открытия дверей грузового отсека не обеспечивается необходимый для сохранности СГ температурный режим. Это заставляет грузоотправителей уменьшать размер партии груза и количество грузополучателей на маршруте. При использовании автомобилей меньшей грузоподъемности сокращается время оборота, увеличивается количество ездок с грузом, а следовательно, снижается производительность подвижного состава, повышается длина порожнего пробега и себестоимость перевозок.

Рабочая гипотеза — температурный режим грузового отсека автомобилей-рефрижераторов и сохранность скоропортящихся грузов зависят от суровости условий перевозки и приспособленности АТС к этим условиям.

Температурный режим грузового отсека — изменение температуры воздуха в грузовом отсеке автомобиля в заданном диапазоне температур (температуры хранения груза).

Наиболее важными факторами, влияющими на температуру воздуха в грузовом отсеке автомобиля-рефрижератора ( $t_{го}$ ) при перевозке СГ, являются вид груза, температура груза ( $t_r^H$ ) на момент окончания погрузки, температура окружающего воздуха ( $t_a$ ), время движения автомобиля-рефрижератора с грузом ( $\tau_{двг}$ ) и суммарное время разгрузки ( $\tau_p$ ), в течение которого возможно поступление теплого воздуха в грузовой отсек,

$$t_{го} \approx f(t_r^H, t_a, \tau_{двг}, \tau_p). \quad (1)$$

При построении многофакторной модели температуры воздуха в грузовом отсеке необходимо учитывать три факто-

ра: температуру окружающего воздуха, суммарное время разгрузки, время движения автомобиля с грузом,

$$t_{го} = t_r^H + S_f(t_a - t_{го}^H)\tau_p + S_e\tau_{двг} + S_p\tau_p, \quad (2)$$

где  $t_r^H$  — температура груза на момент окончания погрузки, °С;  
 $t_{го}^H$  — температура воздуха в грузовом отсеке на момент начала погрузки, °С;

$S_f$  — параметр чувствительности к изменению температуры окружающего воздуха и суммарного времени разгрузки, 1/°С;

$S_e$  — параметр чувствительности к изменению времени ездки с грузом, °С/ч;

$S_p$  — параметр чувствительности к изменению суммарного времени разгрузки, °С/ч;

$t_a$  — температура окружающего воздуха, °С;

$\tau_p$  — суммарное время разгрузки, ч;

$\tau_{двг}$  — время движения автомобиля с грузом, ч.

При выборе подвижного состава для перевозки СГ учитываются характер маршрута, количество пунктов разгрузки на развозочном маршруте, тип холодильной установки автомобиля рефрижератора. Так, при междугородных перевозках в основном используют автономные холодильные установки, установленные на автомобили и полуприцепы, которые позволяют поддерживать заданный температурный режим независимо от работы двигателя автомобиля. При городских и пригородных перевозках используют холодильные установки с приводом компрессора холодильной установки от двигателя автомобиля либо от внешнего источника питания. Это подтверждает гипотезу о различной приспособленности автомобилей-рефрижераторов для перевозки СГ к условиям эксплуатации.

Приспособленность автомобиля-рефрижератора для перевозки скоропортящихся грузов — это свойство АТС, характеризующее его способность сохранять необходимый температурный режим грузового отсека в течение всего времени ездки с грузом.

Расход энергии на создание и поддержание температурного режима ГО определяется теплопритоком в ГО.

Процесс нагрева ГО автомобиля-рефрижератора можно описать с помощью уравнения теплового баланса

$$Q_t = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^{n-1} Q_{ст} + \sum_{i=1}^{n-1} Q_{инф}, \quad (3)$$

где  $Q_t$  — теплота, поступающая в ГО автомобиля-рефрижератора, ккал;

$Q_{ст}$  — теплота, поступающая через стенки ГО автомобиля-рефрижератора на  $j$ -м перегоне маршрута и  $i$ -м пункте разгрузки, ккал;

$Q_{инф}$  — теплота, поступающая вследствие открывания дверей ГО (инфильтрации) автомобиля-рефрижератора для разгрузки СГ на  $i$ -м пункте разгрузки, ккал.

Приспособленность автомобилей-рефрижераторов зависит от конструктивных характеристик холодильной установки (типа, мощности, вида первичной энергии), применяемых материалов для теплоизоляции фургона, конструкции грузового отсека (площади и количества дверей грузового отсека).

Количественную оценку приспособленности автомобиля-рефрижератора к различным условиям эксплуатации по температурному режиму можно оценить с помощью коэффициента приспособленности

$$K_Q = \begin{cases} \left(\frac{Q_x}{Q_t}\right)^{-1} & \text{при } t_{го} > t_a \\ \left(\frac{Q_x}{Q_t}\right)^1 & \text{при } t_{го} < t_a \end{cases}, \quad (4)$$

где  $Q_x$  — холодопроизводительность холодильной установки автомобиля-рефрижератора, Вт;

$Q_t$  — теплоприток в грузовой отсек автомобиля, Вт.

Коэффициент приспособленности автомобиля-рефрижератора изменяется в пределах от 0 до 1. При  $K_Q = 1$  автомобиль-рефрижератор обладает наилучшей приспособленностью к различным условиям работы, т. е. температура воздуха в грузовом отсеке изменяется в диапазоне температуры хранения перевозимого скоропортящегося груза. При  $K_Q = 0$  приспособленность автомобиля-рефрижератора в данных условиях будет наихудшей, а условия обеспечения сохранности груза не выполняются (температура воздуха в ГО отклоняется от температуры хранения перевозимого скоропортящегося груза).

Коэффициент приспособленности автомобилей показывает совершенство конструкции подвижного состава с точки зрения сохранности груза и эффективность его использования в заданных условиях.

Значения показателя приспособленности автомобиля-рефрижератора  $K_Q$  имеют 3 характерных диапазона изменения:  $0,67 < K_Q < 1$  (высокий уровень приспособленности),  $0,34 < K_Q < 0,66$  (средний уровень),  $0 < K_Q < 0,33$  (низкий уровень).

Существенное влияние на температурный режим грузового отсека помимо приспособленности автомобилей-рефрижераторов оказывает суровость условий эксплуатации.

Для оценки суровости условий эксплуатации автомобиля-рефрижератора в высокотемпературных условиях работы на развозочном маршруте перевозки СГ необходимо учитывать значение температуры наружного воздуха, а также частоту и продолжительность открывания дверей фургона для разгрузки. Учесть совместное влияние двух вышеперечисленных факторов, имеющих различную размерность, на температурный режим грузового отсека можно с помощью показателя суровости [3], в качестве которого используется удельный теплоприток в ГО,

$$Q_t^{уд} = \sum_{j=1}^m Q_{ст}^{уд} + \sum_{i=1}^{n-1} Q_{инф}^{уд} \quad (5)$$

где  $Q_t^{уд}$  — удельный теплоприток, поступающий в ГО автомобиля-рефрижератора, Вт/м<sup>2</sup>;

$Q_{ст}^{уд}$  — удельный теплоприток, поступающий через стенки ГО автомобиля рефрижератора, Вт/м<sup>2</sup>;

$Q_{инф}^{уд}$  — удельный теплоприток, поступающий вследствие открывания дверей ГО (инфильтрации) автомобиля-рефрижератора для разгрузки СГ, Вт/м<sup>2</sup>.

Наименьшее значения индекса суровости (удельный теплоприток  $Q_t = 0$  Вт/м<sup>2</sup>) соответствует маятниковому маршруту с разгрузкой у одного грузополучателя с обратным негруженым пробегом при температуре окружающего воздуха, соответствующей температурному режиму перевозки СГ ( $t_{гп} = t_b$ ;  $\beta = 0,5$ ). Наиболее суровыми для автомобилей-рефрижераторов с точки зрения сохранности СГ глубокой заморозки считаются условия эксплуатации при высоких температурах окружающего воздуха и работе на развозочных маршрутах с большим количеством остановок для разгрузки ( $\gamma = 1$ ,  $\beta \rightarrow 1$ ,  $t_b \rightarrow \infty$ ).

Результаты экспериментальных исследований по влиянию температуры окружающего воздуха и суммарного времени разгрузки на температурный режим грузового отсека автомобилей-рефрижераторов разных марок и моделей представлены на рис. 1.

Анализ результатов исследования показал, что влияние температуры окружающего воздуха на температурный режим

ГО автомобилей-рефрижераторов имеет линейную зависимость. Для автомобиля «Газель-3717» с холодильной установкой конденционного типа

$$t_{гo} = -23,12 + 0,32(t_b - 18). \quad (6)$$

Для автомобилей «Ивеко 59-12» с холодильной установкой эвтектического типа

$$t_{гo} = -25,92 + 0,21(t_b - 25). \quad (7)$$

Меньшее значение параметров чувствительности ( $S = 0,21$  у автомобиля «Ивеко 59-12» по сравнению с  $S = 0,32$  у автомобиля «Газель-3717») свидетельствует о лучшей приспособленности автомобиля-рефрижератора к высокотемпературным условиям эксплуатации на развозочных маршрутах [4].

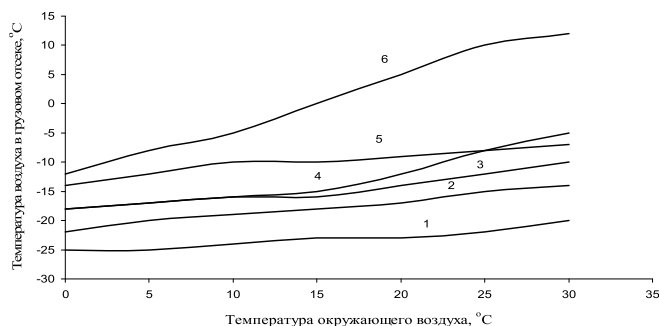


Рисунок 1 — Влияние температуры окружающего воздуха на температурный режим грузового отсека автомобиля-рефрижератора:

1 — «Ивеко» ( $\tau_p = 7$  мин); 2 — «Ивеко» ( $\tau_p = 105$  мин);  
3 — «Газель» с боковой дверью ( $\tau_p = 7$  мин); 4 — «Газель» с задней дверью ( $\tau_p = 7$  мин);  
5 — «Газель» с боковой дверью ( $\tau_p = 105$  мин); 6 — «Газель» с задней дверью ( $\tau_p = 105$  мин)

Зависимость температуры грузового отсека от температуры окружающего воздуха при различной продолжительности суммарного времени разгрузки для автомобиля-рефрижератора эвтектического типа «Ивеко 59-12» представлена на рис. 2.

При повышении температуры воздуха и суммарного времени разгрузки повышается температура воздуха в ГО автомобиля рефрижератора.

Численные значения параметров математической модели для автомобиля «Ивеко 59-12» с холодильной установкой эвтектического типа имеет следующий вид:

$$t_{гo} = -23,48 + 0,10(t_b - (-25))\tau_p - 0,04\tau_{двг} - 0,88\tau_p. \quad (8)$$

Численные значения параметров математической модели для автомобиля «Газель-3717» с холодильной установкой конденционного типа имеет следующий вид:

$$t_{гo} = -14,82 + 0,174(t_b - (-18))\tau_p - 2,98\tau_{двг}. \quad (9)$$

Значения основных статистических характеристик многофакторных математических моделей представлены в табл. 1.

Дисперсионное отношение Фишера больше табличного значения с вероятностью 0,99, что свидетельствует об адекватности математических моделей (8) и (9) экспериментальным данным и подтверждает выдвинутую ранее гипотезу.

Численные значения коэффициента детерминации (см. табл. 1) указывают на полноту учета факторов в модели и подтверждают результаты предварительного отбора.

Значимость параметра чувствительности к изменению температуры окружающего воздуха и суммарного времени



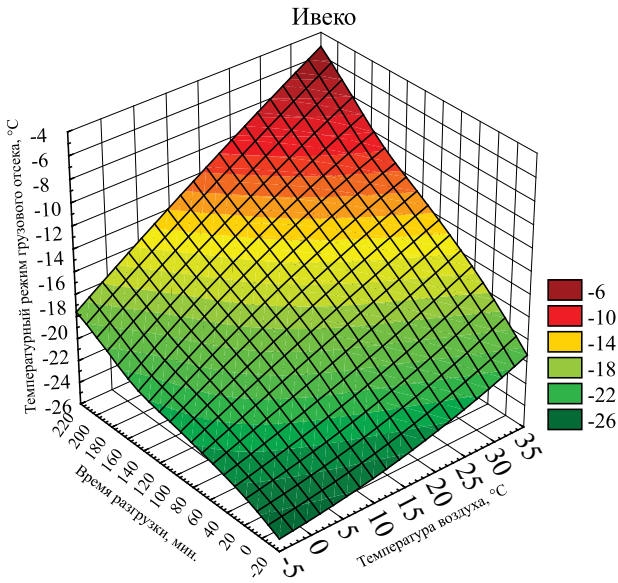


Рисунок 2 — Влияние времени разгрузки и температуры окружающего воздуха на температурный режим грузового отсека для автомобиля-рефрижератора «Ивеко 59-12»

разгрузки проверены по критерию Стьюдента. Расчетные значения  $t$ -статистики больше табличных с вероятностью 0,95.

Таблица 1 — Основные статистические характеристики математических моделей влияния температуры окружающего воздуха и суммарного времени разгрузки на температурный режим ГО автомобиля-рефрижератора

Характеристика	«Ивеко 59-12»	«Газель-3717»
Коэффициент множественной корреляции $R$	0,97	0,94
Коэффициент множественной детерминации $D$	0,94	0,88
$t$ -статистика коэффициента корреляции $t$	28,96	19,89
Уровень значимости коэффициента корреляции	0,99	0,99
Средняя ошибка аппроксимации $E$ , %	4,4	15,4
Среднее квадратичное отклонение $S_y$	4,65	7,19
Дисперсионное отношение Фишера $F$	16,8	8,39
Критерий Фишера $F_{0,99}$	2,11	2,11
Уровень адекватности $P(F)$	0,99	0,99

Результаты экспериментальных исследований позволяют рассчитать значения коэффициента приспособленности автомобилей-рефрижераторов  $K_o$  к условиям эксплуатации, представленные в табл. 2.

### Литература

1. Якобашвили А.М., Олитский В.С., Цеханович А.Л. Специализированный подвижной состав для грузовых автомобильных перевозок. М.: Транспорт, 1988. 224с.
2. Количественная оценка приспособленности автомобилей к условиям эксплуатации: методическое руководство. Тюмень: ТГУ, 1982. 29 с.
3. Резник Л.Г. Индекс суровости условий эксплуатации машин // Нефть и газ. 2000. № 2. С. 112—115.
4. Резник Л.Г., Ромалис Г.М., Чарков С.Т. Эффективность использования автомобилей в различных условиях эксплуатации. М.: Транспорт, 1989. 128 с.

Таблица 2 — Коэффициент приспособленности автомобилей-рефрижераторов

Условия эксплуатации	«Газель-3717» с боковыми дверями		«Ивеко 59-12» с боковыми дверями	
	$K_o$	$Q_{\tau}^{yl}$ , Вт/м <sup>2</sup>	$K_o$	$Q_{\tau}^{yl}$ , Вт/м <sup>2</sup>
$\tau_p = 7$ мин, $t_n = 30^\circ\text{C}$	0,46	209	0,81	230
$\tau_p = 105$ мин, $t_n = 30^\circ\text{C}$	0,15	3135	0,45	3454
$\tau_p = 196$ мин, $t_n = 30^\circ\text{C}$	0,13	5852	0,43	6447

Анализ результатов исследования, представленных в табл. 2, показывает, что наименьшее влияние высоких температур окружающего воздуха и времени разгрузки на температурный режим грузового отсека характерно для автомобилей «Ивеко 59-12» ( $K_o = 0,43$ ) с холодильной установкой эвтектического типа.

Рекомендации по выбору подвижного состава для перевозки скоропортящихся грузов с различными уровнями приспособленности для различных интервалов суровости условий эксплуатации представлены в табл. 3.

Таблица 3 — Рекомендации по выбору ПС для перевозки скоропортящихся грузов

Интервал суровости	Удельный теплоприток $Q_{\tau}^{yl}$ , Вт/м <sup>2</sup>	Марка автомобиля, рекомендуемая при коэффициенте приспособленности $K_o$		
		Высокий $0,67 < K_o < 1$	Средний $0,34 < K_o < 0,66$	Низкий $0 < K_o < 0,33$
Умеренный	0—2152	«Ивеко» (0,81)	«Ивеко»/«Газель»* (0,46)	...
Умеренно-суровый	2153—4304	«Ивеко»** (0,80)	«Ивеко» (0,45)	...
Суровый	4305—457	«Ивеко»** (0,76)	«Ивеко» (0,43)	...

\* «Газель-3717» с боковыми дверями.  
\*\* «Ивеко 59-12» с частичной загрузкой грузового отсека.  
\*\*\* Автомобили с низкой приспособленностью использовать на развозочных маршрутах в летний период не рекомендуется.

Экономический эффект от практического использования результатов исследования образуется за счет:

- выбора оптимальной марки и модели подвижного состава, наиболее приспособленной для перевозки СГ в суровых условиях эксплуатации;
- выбора оптимального количества перевозимого груза с учетом его сохранности;
- оптимизации развозочных маршрутов перевозки СГ.

Экологический эффект от использования результатов исследования образуется за счет уменьшения количества вредных веществ в отработавших газах автомобильного двигателя при уменьшении количества потребляемого топлива.

### References

1. Yakobashvili A.M., Olitskij V.S., Tsehanovich A.L. Spetsializirovannyj podvizhnoj sostav dlya gruzovyh avtomobilnyh perevozok. M.: Transport, 1988. 224s.
2. Kolichestvennaya ocenka prispособlennosti avtomobilej k usloviyam ekspluatatsii: metodicheskoe rukovodstvo. Tyumen: TGU, 1982. 29 s.
3. Reznik L.G. Indeks surovosti uslovij ekspluatatsii mashin // Neft i gaz. 2000. № 2. S. 112—115.
4. Reznik L.G., Romalis G.M., Charkov S.T. Effektivnost ispolzovaniya avtomobilej v razlichnyh usloviyah ekspluatatsii. M.: Transport, 1989. 128 s.