



**КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА
ОРГАНИЗАЦИОННОЙ СЕТИ КОМПАНИИ ОАО «РЖД»**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОСЛЕДСТВИЙ ОТ ОТЦЕПОК ВАГОНОВ
5 ДЛЯ УСТРАНЕНИЯ КОММЕРЧЕСКИХ НЕИСПРАВНОСТЕЙ**

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
РАБОТЫ ТОНАЛЬНЫХ РЕЛЬСОВЫХ ЦЕПЕЙ**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ
И ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ ЭЛЕКТРОВЗОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ
НЕЛИНЕЙНЫМ РЕССОРНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ**

УПРАВЛЕНИЕ ПОТЕРЯМИ МОЩНОСТИ В ТРАНСФОРМАТОРЕ



МЕЖДУНАРОДНЫЙ РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

1. Александр Ефимов, профессор, главный редактор журнала «Транспорт Урала», Екатеринбург, Россия
2. Александер Сладковски, д-р техн. наук, профессор, Силезский технический университет, Польша
3. Эдуард Горкунов, д-р техн. наук, профессор, академик РАН, Екатеринбург, Россия
4. Аксель Шмидер, д-р, «Сименс АГ», отраслевой сектор, департамент транспорта «Железнодорожное строительство», Эрланген, Германия
5. Эрки Хамалайнен, д-р экон. наук, университет Аалто, Школа экономики, Финляндия
6. Валерий Доманский, д-р техн. наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

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

INTERNATIONAL EDITORIAL BOARD

1. Alexander Efimov, professor, editor-in-chief of the journal "Transport of the Urals", Ekaterinburg, Russia
2. Alexander Sladkowski, professor, Silesian University of Technology, Poland
3. Eduard Gorkunov, DSc, professor, academician of Russian Academy of Sciences, Ekaterinburg, Russia
4. Axel Schmieder, DSc, Siemens AG, Industry Sector, Mobility Division, Transportation Engineering, Erlangen, Germany
5. Erkki Hamalainen, DSc, Aalto University School of Economics, Finland
6. Valeriy Domansky, DSc, professor of National technical University "Kharkiv politechnical institute", Kharkiv, Ukraine

EDITORIAL BOARD

1. Alexandrov Alexander Ernstovich, DSc, associate professor, science editor, Ekaterinburg
2. Bulaev Vladimir Grigorievich, DSc, associate professor, Ekaterinburg
3. Galiev Ilkham Islamovich, DSc, professor, Omsk
4. Gritsyk Valeriy Ivanovich, DSc, professor, Rostov
5. Kozlov Petr Alexeyevich, DSc, professor, Moscow
6. Komarov Konstantin Leonidovich, DSc, professor, Novosibirsk
7. Lapshin Vasily Fedorovich, DSc, professor, Ekaterinburg
8. Larin Oleg Nikolayevich, DSc, associate professor, Moscow
9. Ledyayev Alexander Petrovich, DSc, professor, Saint-Petersburg
10. Reznik Leonid Grigorievich, DSc, professor, Tumen
11. Rumyantsev Sergey Alexeyevich, DSc, senior staff scientist, Ekaterinburg
12. Say Vasily Mikhaylovich, DSc, professor, deputy editor-in-chief, Ekaterinburg
13. Smolyaninov Alexander Vasilyevich, DSc, professor, Ekaterinburg
14. Turanov Khabibulla Turanovich, DSc, professor, Ekaterinburg
15. Umnyashkin Vladimir Alexeyevich, DSc, professor, Izhevsk
16. Khomenko Andrey Pavlovich, DSc, professor, Irkutsk

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ТРАНСПОРТА

В. М. Сай, И. Д. Громов. Количественная оценка организационной сети компании ОАО «РЖД» 3

Х. Т. Туранов, А. А. Гордиенко. Новая методика расчета времени и скорости скатывания вагона на первом скоростном участке сортировочной горки при воздействии встречного ветра малой величины 11

М. А. Журавская, А. Л. Казаков, М. Л. Жарков, П. А. Парсюрова. Моделирование работы транспортно-пересадочного узла мегаполиса как трехфазной системы массового обслуживания 17

Е. Н. Тимухина, А. А. Гордиенко. Исследование технологических и экономических последствий отцепки вагонов для устранения коммерческих неисправностей 23

А. П. Глухов. Особенности информационной безопасности системы организации движения поездов 32

Т. А. Волкова, С. С. Волков. Вероятностный анализ усталостной долговечности металла на стыках рельсов 40

В. А. Сисин. Математическое моделирование работы тональных рельсовых цепей 45

ПУТЬ И ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ СТРОИТЕЛЬСТВО

Г. Л. Аккерман, С. Г. Аккерман. Колебательный процесс и боковые неровности в кривых участках железнодорожного пути 50

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ И ТЯГА

Д. Я. Антипин, В. В. Кобищанов, В. Ф. Лапшин, А. С. Митраков. Исследование динамических характеристик отечественного пассажирского подвижного состава, оборудованного системой принудительного наклона кузова в кривых 54

В. А. Нехаев, В. А. Николаев, М. Х. Минжасаров. Совершенствование динамических и тяговых свойств электровозов нового поколения нелинейным рессорным подвешиванием 60

ВАГОНЫ И ВАГОННОЕ ХОЗЯЙСТВО

Л. Б. Цвик, Е. В. Зеньков, Д. В. Запольский, В. К. Еремеев. Проектирование профиля железнодорожных колес методом равномерного поиска в пространстве радиусов галтельных переходов 67

Т. А. Антропова. Истоки отрицательной динамики 71

ТРАНСПОРТНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

Б. А. Шароглазов, О. Г. Машков, А. А. Мартынов. Оценка параметров агрегата турбонаддува поршневого транспортного двигателя на базе безмоторных испытаний 74

Г. Ю. Волков, Д. А. Курасов, В. В. Харин. Планетарные роторные гидромашин и перспективы их использования в транспортном комплексе 79

АВТОМАТИКА, ТЕЛЕМЕХАНИКА И СВЯЗЬ

Ю. В. Могильников. Влияние асимметрии тягового тока на работу рельсовых цепей 83

ГРУЗОВЫЕ И ПАССАЖИРСКИЕ ПЕРЕВОЗКИ

В. М. Сай, О. Ю. Портнова. Исследование математической модели прогнозирования подачи-уборки вагонов на промышленные предприятия 86

АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Е. Р. Магарил, Р. З. Магарил. Снижение потерь бензина от испарения введением поверхностно-активной топливной присадки 93

Д. Г. Неволин, А. О. Клементьев, Д. Н. Смердов, М. Н. Смердов. Методика расчета изгибаемых бетонных элементов, армированных полимерными композиционными материалами 98

С. А. Мурзич, С. И. Булдаков, К. В. Сарafанов. Применение песчано-щебеночной смеси при строительстве автомобильных дорог из укрепленного грунта 102

ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЕ

О. А. Сидоров, В. М. Павлов, А. Н. Смердин, А. С. Голубков. Применение акселерометров при испытаниях токоприемников 105

А. В. Ефимов, В. Т. Черемисин, Е. А. Третьяков, П. Г. Петров. Управление потерями мощности в трансформаторе 109

АСПИРАНТСКАЯ ТЕТРАДЬ

М. И. Залуцкий. Определение результирующей перерабатывающей способности станции примыкания и железнодорожного пути необщего пользования с учетом структуры и характеристик вагонопотоков 114

GENERAL TRANSPORT PROBLEMS

V. M. Say, I. D. Gromov. Quantitative assessment of the organizational network of JSC Russian Railways 3

Kh. T. Turanov, A. A. Gordienko. New method of calculation of time and speed of car rolling down on the first high-speed section of hump when exposed to light headwind 11

M. A. Zhuravskaya, A. L. Kazakov, M. L. Zharkov, P. A. Parsyurova. Simulating the operation of transport hub of a metropolis as a three-phase queueing system 17

E. N. Timukhina, A. A. Gordienko. Study of process and economic effects of car uncoupling for elimination of commercial faults 23

A. P. Glukhov. Information security features of a train traffic management system 32

T. A. Volkova, S. S. Volkov. Probabilistic analysis of fatigue life of metal on rail joints 40

V. A. Sisin. Mathematical modeling of audio frequency track circuits 45

RAILWAY CONSTRUCTION AND RAILWAY TRACK

G. L. Akkerman, S. G. Akkerman. Oscillatory processes and lateral irregularities in curved track sections 50

ROLLING STOCK AND TRACTION

D. Ya. Antipin, V. V. Kobischanov, V. F. Lapshin, A. S. Mitrakov. Study of dynamic performance of a Russian passenger rolling stock, equipped with powered banking system 54

V. A. Nekhaev, V. A. Nikolaev, M. K. Minzhasarov. Improving dynamic and traction performance of new generation electric locomotives using nonlinear spring suspension 60

RAILWAY CARS AND CARRIAGE EQUIPMENT

L. B. Tsvik, E. V. Zenkov, D. V. Zapolskiy, V. K. Eremeev. Design of railway wheel profile uniform search in fillet radius space 67

T. A. Antropova. Origins of negative dynamics 71

TRANSPORT MACHINERY

B. A. Sharoglavov, O. G. Mashkov, A. A. Martynov. Evaluation of turbocharging unit parameters in a piston vehicle engine through motorless tests 74

G. Yu. Volkov, D. A. Kurasov, V. V. Kharin. Planetary rotary hydraulic machines and prospects of their use in the transport sector 79

AUTOMATION, TELEMECHANICS AND COMMUNICATION

Yu. V. Mogilnikov. Influence of traction current asymmetry on track circuits operation 83

CARGO AND PASSENGER TRANSPORTATION

V. M. Say, O. Yu. Portnova. Study of mathematical model forecasting car delivery and removal at industrial enterprises 86

MOTOR TRANSPORT

E. R. Magaril, R. Z. Magaril. Reduction of gasoline evaporation losses through introduction of surfactant fuel additive 93

D. G. Nevolin, A. O. Klementyev, D. N. Smerdov, M. N. Smerdov. A method to analyze performance of bending concrete elements reinforced with polymer composites 98

S. A. Murzich, S. I. Buldakov, K. V. Sarafanov. The use of sand-grit mixture in road construction with stabilized soil 102

ELECTRIC SUPPLY

O. A. Sidorov, V. M. Pavlov, A. N. Smerdin, A. S. Golubkov. The use of accelerometers in pantograph testing 105

A. V. Efimov, V. T. Cheremisin, E. A. Tret'yakov, P. G. Petrov. Controlling power losses in transformers 109

RESEARCH OF YOUNG SCIENTISTS

M. I. Zalutsky. Determining the resulting handling capacity of a connecting station and non-public railway track with account to the structure and characteristics of car traffic 114

УДК 658.014

Василий Михайлович Сай, доктор технических наук, профессор кафедры «Путь и железнодорожное строительство» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,
Игорь Дмитриевич Громов, аспирант кафедры «Путь и железнодорожное строительство» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ОРГАНИЗАЦИОННОЙ СЕТИ КОМПАНИИ ОАО «РЖД»

Vasily Mikhaylovich Say, DSc in Engineering, Professor, Department of Railway Construction and Railway Track, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,
Igor Dmitrievich Gromov, graduate student, Department of Railway Construction and Railway Track, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Quantitative assessment of the organizational network of JSC Russian Railways

Аннотация

Статья посвящена обоснованию количественной оценки организационных сетей с интегратором — крупной (зонтичной) компанией. Основополагающая идея такой оценки — мера обеспечения потребностей общества в продукции или услуге.

Предлагаемая имитационная модель сетевой организационной структуры позволяет оценивать варианты построения сети, на их основе определять интегральный показатель и рекомендовать к реализации наиболее рациональный вариант управленческого решения.

При помощи модели можно анализировать производственно-хозяйственную деятельность сетевой структуры в целом, интегратора сети и хозяйствующих субъектов, входящих в ее состав, адекватно оценивать сетевое взаимодействие, выполнять количественную оценку сетевой организационной структуры, прогнозировать необходимые параметры сети и планировать ее развитие.

Ключевые слова: организационные сети, интегратор сети, оценка элементов сети, интегральная оценка сети.

Summary

The article is dedicated to justification of quantitative evaluation of organizational networks with an integrator — a large (umbrella) company. The basic criterion of this evaluation is the degree of fulfillment of public needs in a product or service.

The proposed simulation model of the network organizational structure allows to evaluate various network building options, determine the integral indicator on their basis and recommend the most streamlined administrative decision.

Using the model, it is possible to analyze production and business activities of the network structure as a whole, network integrator and its member entities, adequately assess internetworking, carry out quantitative evaluation of the organizational structure of the network, forecast required network parameters and plan for its development.

Keywords: organizational networks, network integrator, evaluation of network elements, integral evaluation of network.

Организационная сеть — новая форма структуры управления объединением хозяйственных субъектов [1, 2]. Стройная и признанная методика оценки деятельности таких структур до сих пор не разработана, а при помощи существующих методов анализа производственно-хозяйственной деятельности предприятий невозможно адекватно оценить сетевое взаимодействие и организационную сеть в целом [3, 4]. Результаты исследования о причинах банкротства крупных компаний свидетельствуют, что большинство из них были рентабельными (62%), а причинами банкротства в той или иной степени стали просчеты при формировании и настройке организационной сети [5]. Таким образом, можно сделать вывод, что недостаточно оценивать сеть лишь по некоторому показателю ее финансовой деятельности.

Опыт ОАО «РЖД» и хозяйствующих субъектов, работающих в единой организационной сети железнодорожного транспорта, показывает, что сетевая организационная структура находится в постоянной настройке соответственно меняющимся государственным экономическим пропорциям и конъюнктуре рынка. То есть в холдинговой компании как сетевой структуре возникает потребность в количественной оценке сети — для анализа ее деятельности и перспектив развития [6–8]. Безусловно, при решении этой задачи необходимо использовать имитационное моделирование, так как проводить многочисленные организационные эксперименты затратно и весьма рискованно, а отрицательный результат может вызвать существенные экономические потери.

Помимо прочего имитационная модель позволяет проигрывать возможные варианты и схемы взаимодействия субъектов в сети, опробовать посредством численных экспериментов варианты управленческих решений, оценивать и выбирать наиболее приемлемые варианты с точки зрения и отдельного хозяйствующего субъекта, и сети в целом [9–11].

В настоящей работе под количественной оценкой организационной сети будем понимать некоторый интегральный

3

Июль – Сентябрь

показатель $K_{инт}$, оценивающий организационно-технический и организационно-экономический уровень ее развития.

Рассмотрим основную идею формирования показателя $K_{инт}$.

Целесообразной количественной оценкой организационной сети служит мера обеспечения потребностей общества в продукции или услуге. Эту меру можно характеризовать отношением

$$K_{инт} = \frac{Q_{пр}}{Q_{пл}}, \quad (1)$$

где $Q_{пр}$ — прогнозируемый объем произведенной продукции (оказанных услуг), $Q_{пр} \in [0; Q_{пл}]$;

$Q_{пл}$ — плановый объем выпуска продукции (оказанных услуг).

Под $Q_{пл}$ будем понимать потребность общества, ограниченную производственными возможностями сети, а под $Q_{пр}$ — математическое ожидание результатов производственно-хозяйственной деятельности сети, вычисленное по результатам множества испытаний.

Испытание организационной сети предполагает имитацию (генерацию) различных организационных и производственных ситуаций у интегратора и субъектов сети, а также прогнозирование результатов производственной деятельности с учетом организационно-технического и организационно-экономического уровня развития.

Очевидно, что генерируемые производственные ситуации имеют различные вероятности наступления. Тогда полученные в ходе испытаний $Q_{пр}$ также являются неравновероятными. Характер зависимости между $Q_{пр}$ и вероятностью наступления производственной ситуации P_n , по итогам которой будет произведен объем не меньше $Q_{пр}$, представлен на рис. 1.

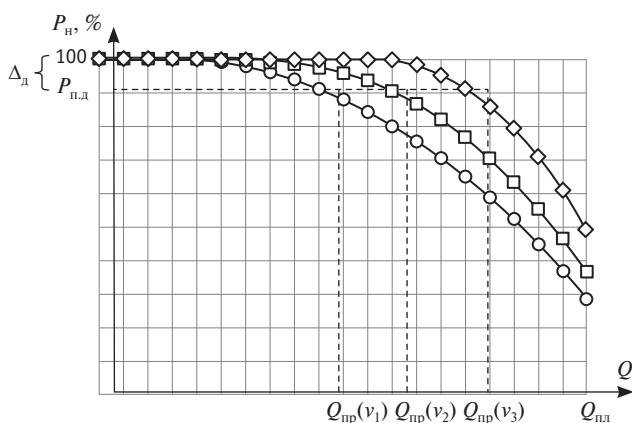


Рис. 1. Зависимость результатов деятельности организационной сети от вероятности их наступления:
 —○— v_1 ; —□— v_2 ; —◇— v_3

Отметим, что при наличии нескольких вариантов управленческих решений в сети показатель $Q_{пр}$ необходимо определять для каждого из них. Вариант решения, соответствующий максимально $Q_{пр}$, очевидно, будет наиболее рациональным ($v_{рац}$) и может быть рекомендован к реализации. Тогда в формулу (1) следует подставлять $Q_{пр}(v_{рац})$.

Таким образом, предполагается, что управленческое воздействие в сети применяется рационально, а решения направлены на достижение максимального уровня ее развития.

Достоверным событием по теории вероятностей является производственная ситуация, имеющая $P_n = 100\%$ [9]. Однако в таком случае интервал $[Q_{пр}(v_i); Q_{пл}]$, в который попадут результаты производственно-хозяйственной деятельности сети, превышает адекватные границы, связанные с необходимой точностью прогноза. Поэтому при исследовании социально-экономических систем целесообразно формировать результаты, если ориентироваться на практически достоверное событие, имеющее

$$P_n \geq 100 - \Delta_d, \quad (2)$$

где Δ_d — допустимая погрешность прогноза.

Рациональный интервал значений Δ_d , опираясь на практику проведения статистических испытаний в других областях, определим на уровне 5–10%.

В дальнейшем под показателем $P_{пл}$ будем понимать вероятность наступления достоверного события.

Итак, практическая значимость сформированных зависимостей (см. рис. 1) заключается в возможности определения интервала $[Q_{пр}(v_{рац}); Q_{пл}]$, в который с вероятностью P_n попадут результаты производственно-хозяйственной деятельности сети.

Модель организационной сети должна удовлетворять следующим основным требованиям:

отражать организационно-технические и экономические особенности исследуемой сети;

понятным образом и в полном объеме представлять хозяйствующие субъекты сети и интегратора, а также связи между ними;

предполагать возможность адаптации под отдельные задачи исследования, допускать внедрение новых факторов и показателей, изменять масштаб и точность моделирования;

предполагать полноценную компьютерную реализацию и промышленную автоматизацию разработанных на основе модели алгоритмов и методик;

допускать возможность детализации (или, напротив, укрупнения), внесения хронологических изменений, увеличения подробности, уточнения проведенных расчетов и вычислений различных показателей взаимодействия.

Укрупненный (описательный) алгоритм имитационной модели организационной сети представлен на рис. 2.

Разработанная модель позволяет количественно оценить различные варианты построения организационной сети и на основании полученных результатов рекомендовать к реализации наиболее рациональный вариант управленческого решения $v_{рац}$ определить интегральный показатель сети $K_{инт}$.

Исследование организационных сетей с помощью предложенной имитационной модели предполагает ее использование в необходимые моменты времени, представляющие собой контрольные точки интегратора сети.

Очевидно, что каждой контрольной точке соответствуют свои значения исходных параметров модели. Все организационные, технические и экономические характеристики сети распределены на две группы — параметры интегратора и параметры хозяйствующих субъектов (табл. 1).

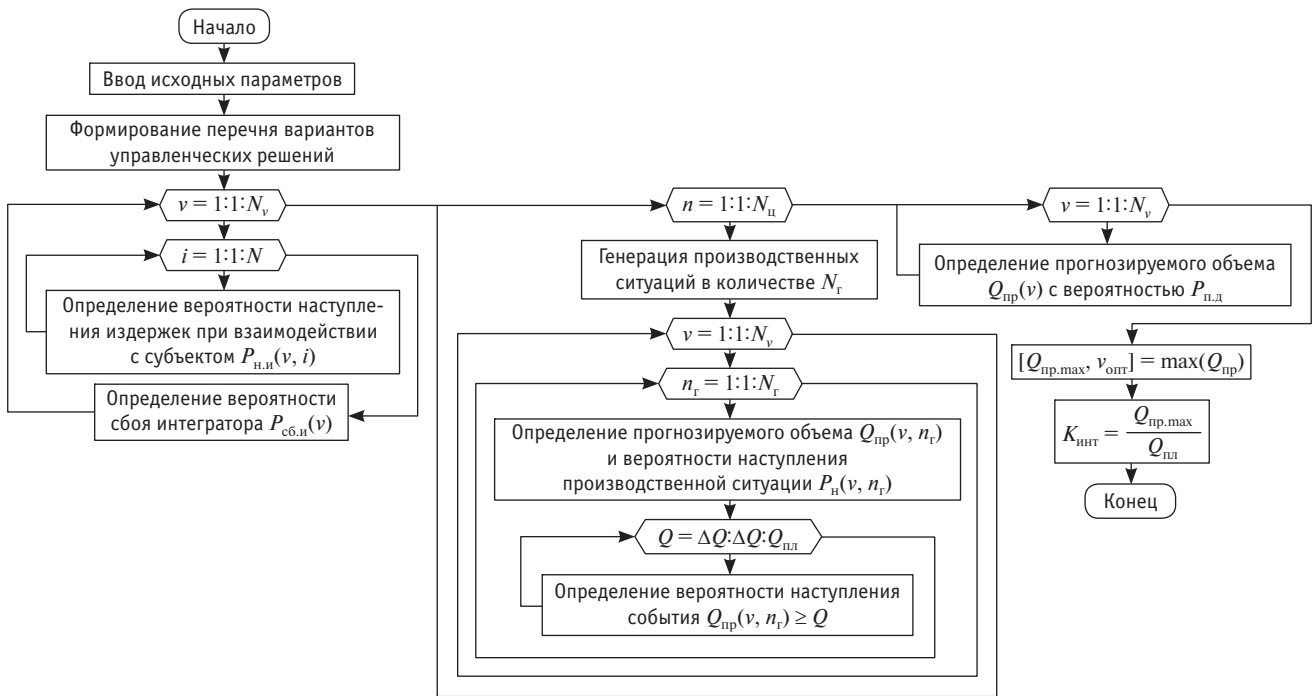


Рис. 2. Описательный алгоритм работы имитационной модели

Таблица 1

Исходные параметры имитационной модели

Параметры	Обозначения
<i>Параметры интегратора</i>	
Производственные мощности	$W_{пр.и}$
Запланированный объем производства	$Q_{пл}$
Множество объемов продукции различных типов, необходимой интегратору для совершения производственной деятельности	Q_n
Степень износа основных фондов	$I_{оф.и}$
Вероятность сбоя секторов интегратора, на продукцию или результаты деятельности которых оцениваемый сектор опирается при выполнении собственных производственных задач	$P_{сб.сек}$
Средства, выделенные на расчет с хозяйствующими субъектами	$C_{р.с}$
Экономические возможности интегратора по поддержанию хозяйствующих субъектов	$V_{инт}$
Минимальный уровень заинтересованности интегратора во взаимодействии с субъектом, гарантирующий сохранение цепочки	$a_{мин}$
<i>Параметры хозяйствующих субъектов</i>	
Тип продукции	$T_{пр}$
Производственные мощности	$W_{пр}$
Резервы готовой продукции на складе субъекта	$R_{ск}$

Параметры	Обозначения
Степень износа основных фондов	$I_{оф}$
Желаемая рентабельность субъекта	$R_{ж}$
Приемлемая для сети рентабельность субъекта	$R_{пр}$
Экономические потребности субъекта	$\Pi_{эк}$
Средний процент брака по продукции, поставляемой на сеть	$P_{бр}$
Вероятность сбоя поставщиков	$P_{сб.п}$
Показатель, учитывающий неофициальные взаимоотношения между руководителями	$K_{неоф}$
Минимальный уровень притяжения субъекта к сети, обеспечивающий целесообразность функционирования данного субъекта (для субъектов, не имеющих возможности работать на рынок)	$K_{пр.мин}$
Индекс Герфиндаля — Гиршмана для отрасли, в которой работает хозяйствующий субъект	HNI
Постоянные производственные издержки	FC
Средние переменные издержки	AVC
Прочие расходы	$C_{пр}$
Собственный капитал	$C_{соб}$
Внеоборотные активы	$A_{внеоб}$
Оборотные активы	$A_{об}$

При этом параметры, описывающие управленческое решение, необходимо подбирать исходя из следующих условий:

$$C_{огр}(v) = \left\{ \begin{array}{l} Q_{пл}(v) \leq W_{пр.и} \\ 0 < Q_c(v,i) + Q_p(v,i) + R_{б.л}(v,i) \leq W_{пр}(i) \\ \sum_{i=1}^N C_{вз}(v,i) \leq C_{р.с}(v) \\ \sum_{i=1}^N B_{эк}(v,i) \leq B_{инт}(v) \end{array} \right\}, \quad (3)$$

где $C_{вз}(v, i)$ — стоимость взаимодействия интегратора с i -м субъектом по производственной программе, предусмотренной v -м управленческим решением.

На следующем шаге для каждого сформированного варианта управленческого решения определяются вероятности наступления издержек $P_{н.и}(v, i)$ при взаимодействии с хозяйствующими субъектами и вероятность сбоя производственной деятельности интегратора $P_{сб.и}(v)$.

Вычислением вероятностей завершается подготовительный этап работы имитационной модели. Следующий этап заключается в генерации производственных ситуаций, возможных при функционировании организационной сети.

Под производственной ситуацией подразумевается событие $\varepsilon(n_r, Int)$, $\varepsilon(n_r, 1)$, $\varepsilon(n_r, 2)$, ..., $\varepsilon(n_r, N)$, где $\varepsilon(n_r, Int)$, $\varepsilon(n_r, i)$ — состояние интегратора и i -го субъекта в генерации n_r соответственно. Для удобства моделирования представим интегратор как субъект $N + 1$, т.е. $\varepsilon(n_r, Int) = \varepsilon(n_r, N + 1)$.

Генерация события происходит в два этапа. На первом этапе с помощью генератора случайных чисел определяются состояния субъектов. Если $\varepsilon(n_{исп}, i) = 1$, то субъект исправно функционирует и выполняет производственную программу. При $\varepsilon(n_{исп}, i) = 0$ производственная программа субъекта выполняется не в полном объеме.

На втором этапе для субъектов, имеющих $\varepsilon(n_{исп}, i) = 0$, генерируется процент выполнения производственной про-

граммы $\xi(n_r, i)$. Предполагается, что в случае сбоя субъекты не смогут продолжить производственную деятельность в данном периоде (рис. 3).

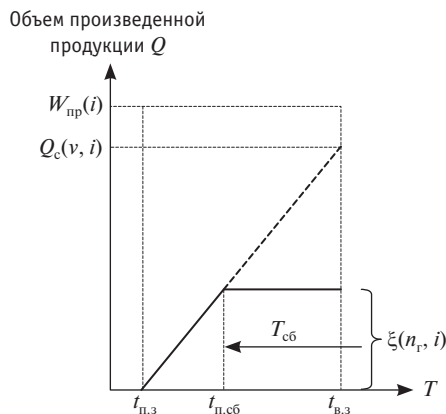


Рис. 3. Графическое представление состояния $\varepsilon(n_{исп}, i) = 0$: $t_{п.сб}$ — время появления сбоя; $T_{сб}$ — продолжительность сбоя

Чтобы исключить повторы в сгенерированных ситуациях, в модели предусмотрен счетчик повторов $N_{п.}$. Если $N_{п.}(n_r) = 0$, ситуация уникальна и принимается для дальнейших расчетов. Количество уникальных производственных ситуаций в сети, состоящей из интегратора и N хозяйствующих субъектов, определяется по формуле 2^{N+1} . Для формирования полной совокупности вариантов производственных ситуаций генерации продолжаются до тех пор, пока количество уникальных ситуаций $N_{ун}$ не будет равно 2^{N+1} .

На основании вышесказанного сформирован блок генерации производственных ситуаций (рис. 4).

На следующем этапе работы имитационной модели для уникальных производственных ситуаций определяются вероятности наступления и рассчитываются прогнозируемые значения результатов производственной деятельности организационной сети.

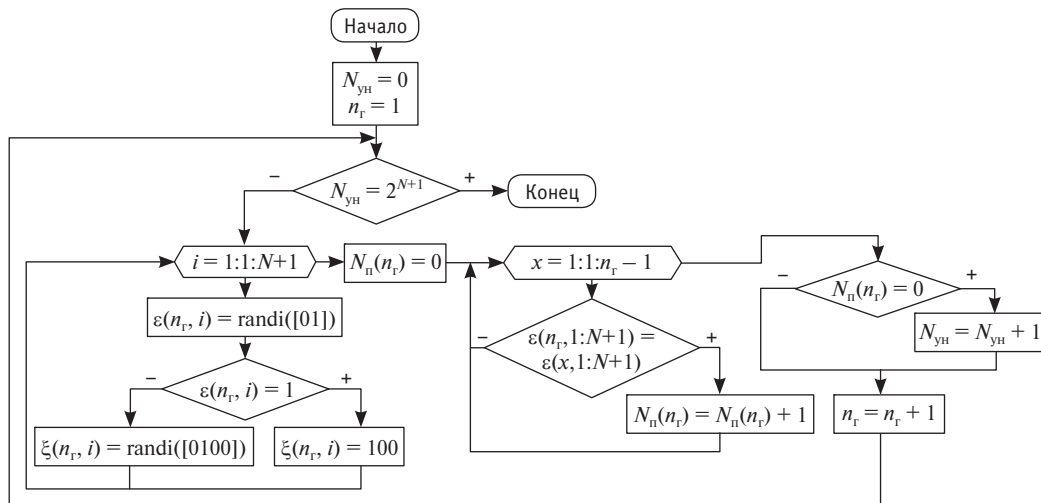


Рис. 4. Блок генерации производственных ситуаций

Результат производственной деятельности i -го субъекта в генерации n_T при реализации ν -го управленческого решения определим следующим образом.

1. Если $\varepsilon(n_T, i) = 1$, поставка продукции выполнена в запланированном объеме $Q_c(\nu, i)$, а также сформирован резерв, равный

$$S_p(i, T_{pp}) = W_{pp}(i) - Q_c(\nu, i) - Q_p(\nu, i), \quad (4)$$

где T_{pp} — тип продукции, производимый i -м субъектом.

2. При $\varepsilon(n_T, i) = 0$ произошла недопоставка продукции в объеме, равном

$$S_H(i, T_{pp}) = (Q_c(\nu, i) - R_{ck}(i)) \left(1 - \frac{\xi(n_T, i)}{100} \right). \quad (5)$$

Отметим, что в некоторых крупных сетевых структурах существует вынужденное ограничение на использование резервов субъектов. Поясним это на примере холдинга ОАО «РЖД». Ремонт транспортной инфраструктуры в компании выполняют специализированные ремонтно-строительные структуры (ПМС), которые территориально рассредоточены и работают, как правило, на закрепленной территории. Такая организация делает их относительно всей сети немобильными. В случае сбоя в работе одной из ПМС наилучшим исходом будет выполнение необходимого объема работ силами соседних ПМС. Однако на практике такой исход маловероятен из-за отсутствия у большинства субъектов сети резервов производственных мощностей.

В имитационной модели возможность использования свободных производственных мощностей i -го субъекта в качестве сетевых резервов отражена с помощью коэффициента формирования резерва $k_{ф.р}$:

$$k_{ф.р}(i) = \begin{cases} 1, & \text{есть возможность} \\ 0, & \text{нет возможности} \end{cases}. \quad (6)$$

Показатели $S_p(i, T_{pp})$ и $S_H(i, T_{pp})$ определяются для всех N субъектов организационной сети. Далее полученные показатели группируются по типам продукции и рассчитываются итоговые значения резерва $S_p(n_T, T_{pp}, \nu)$ и недопоставки $S_H(n_T, T_{pp}, \nu)$ продукции каждого типа в генерации n_T .

Результаты сравнения $S_p(n_T, T_{pp}, \nu)$ с $S_H(n_T, T_{pp}, \nu)$ позволяют формировать объективные выводы о надежности поставки данного типа продукции в организационной сети. В имитационной модели надежность поставки оценим с помощью показателя $Z_{пост}$:

$$Z_{пост}(n_T, T_{pp}, \nu) = \begin{cases} 1, & \text{если } S_p(n_T, T_{pp}, \nu) \geq S_H(n_T, T_{pp}, \nu) \\ \frac{q_H(T_{pp}) + S_p(n_T, T_{pp}, \nu) - S_H(n_T, T_{pp}, \nu)}{q_H(T_{pp})}, & \\ \text{если } S_p(n_T, T_{pp}, \nu) < S_H(n_T, T_{pp}, \nu) \end{cases}, \quad (7)$$

где $q_H(T_{pp})$ — необходимый интегратору объем продукции типа T_{pp} .

Значимость показателей $Z_{пост}$ определяется спецификой производственной деятельности сети. Наибольшая значимость характерна для сетей, в которых заказ невозможно выполнить частично (например, сети единичного производства — специализированные промышленные и строительные холдинги). Недопоставка хотя бы одного из видов продукции в таких сетях вызывает остановку производства и невозможность сформировать промежуточный финансовый результат.

Для большинства организационных сетей недопоставка продукции приводит лишь к частичной потере запланированного объема производства $Q_{пл}$. Тогда справедливо неравенство

$$Q_{pp}(\nu, n_T) \leq Q_{пл} \cdot \min(Z_{пост}(n_T, 1 : N_{pp}, \nu)), \quad (8)$$

где $Q_{pp}(\nu, n_T)$ — прогнозируемый результат производственной деятельности сети в генерации n_T .

Таким образом, результат производственной деятельности сети зависит от выполнения условий

$$C(Q_{пл}) = \begin{cases} Z_{пост}(n_T, 1 : N_{pp}, \nu) = 1 \\ \varepsilon(n_T, N + 1) = 1 \end{cases}. \quad (9)$$

Очевидно, что если выполняется условие (9), то $Q_{pp}(\nu, n_T) = Q_{пл}$. В случае невыполнения условия возможны следующие варианты.

1. Условие не выполняется из-за недопоставки продукции, т.е. $Z_{пост}(n_T, 1 : N_{pp}, \nu) < 1$. Тогда прогнозируемый объем равен

$$Q_{pp}(\nu, n_T) = Q_{пл} \cdot \min(Z_{пост}(n_T, 1 : N_{pp}, \nu)). \quad (10)$$

2. Условие не выполняется из-за появления сбоя в работе интегратора, т.е. $\varepsilon(n_T, N + 1) = 0$. В этом случае Q_{pp} определяется как

$$Q_{pp}(\nu, n_T) = Q_{пл} \cdot \frac{\xi(n_T, N + 1)}{100}. \quad (11)$$

3. Условие не выполняется из-за совместного появления событий предыдущих пунктов (рис. 5).

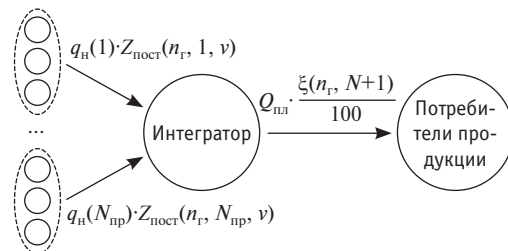


Рис. 5. Графоаналитическое представление производственной цепочки в организационной сети при $\varepsilon(n_T, N + 1) = 0$ и $Z_{пост}(n_T, 1 : N_{pp}, \nu) < 1$

Очевидно, что в данном случае Q_{pp} равно

$$Q_{pp}(\nu, n_T) = Q_{пл} \cdot \frac{\xi(n_T, N + 1)}{100} \cdot \min(Z_{пост}(n_T, 1 : N_{pp}, \nu)). \quad (12)$$

Отметим, что формула (12) является универсальной, так как если $\varepsilon(n_r, N + 1) = 1$, то $\xi(n_r, N + 1) = 100$ и $\min(Z_{\text{пост}}(n_r, 1: N_{\text{пр}}, v)) = 1$ при $Z_{\text{пост}}(n_r, 1: N_{\text{пр}}, v) = 1$.

Прогнозирование результатов производственной деятельности организационной сети в разработанной имитационной модели осуществляется для каждого v -го варианта управленческого решения в количестве $N_{\text{ун}}$ (уникальные ситуации).

Предложенный выше подход к формированию количественной оценки сети предполагает также вычисление вероятностей наступления производственных ситуаций. Такие вероятности определим согласно теореме умножения вероятностей и схеме Бернулли:

$$P_H(n_r) = \prod_{i=1}^{N+1} p_i^{n_i}, \quad (13)$$

$$\text{где } p_i^{n_i} = \begin{cases} 1 - \frac{P_{\text{н.и.}}(v, i)}{100}, & \text{если } \varepsilon(n_r, i) = 1 \\ \frac{P_{\text{н.и.}}(v, i)}{100}, & \text{если } \varepsilon(n_r, i) = 0 \end{cases} \text{ при } i = 1 \dots N;$$

$$p_i^{n_i} = \begin{cases} 1 - \frac{P_{\text{сб.и.}}(v)}{100}, & \text{если } \varepsilon(n_r, N + 1) = 1 \\ \frac{P_{\text{сб.и.}}(v)}{100}, & \text{если } \varepsilon(n_r, N + 1) = 0 \end{cases} \text{ при } i = N + 1.$$

Для удобства дальнейшей компьютерной реализации и графического представления алгоритмов работы модели расчеты по определению вероятностей $P_H(n_r)$ целесообразно вести параллельно расчетам $Q_{\text{пр}}(v, n_r)$, т.е. уже в открытых циклах.

Представим вышеизложенное в виде поэтапного алгоритма прогнозирования результатов производственной деятельности организационной сети (рис. 6).

Так как генерация производственных ситуаций проходила в два этапа, то для определения устойчивых результатов деятельности сети необходимо $N_{\text{ц}}$ циклов работы модели.

По завершении серии циклов полученные результаты обрабатываются по схеме, представленной на рис. 7.

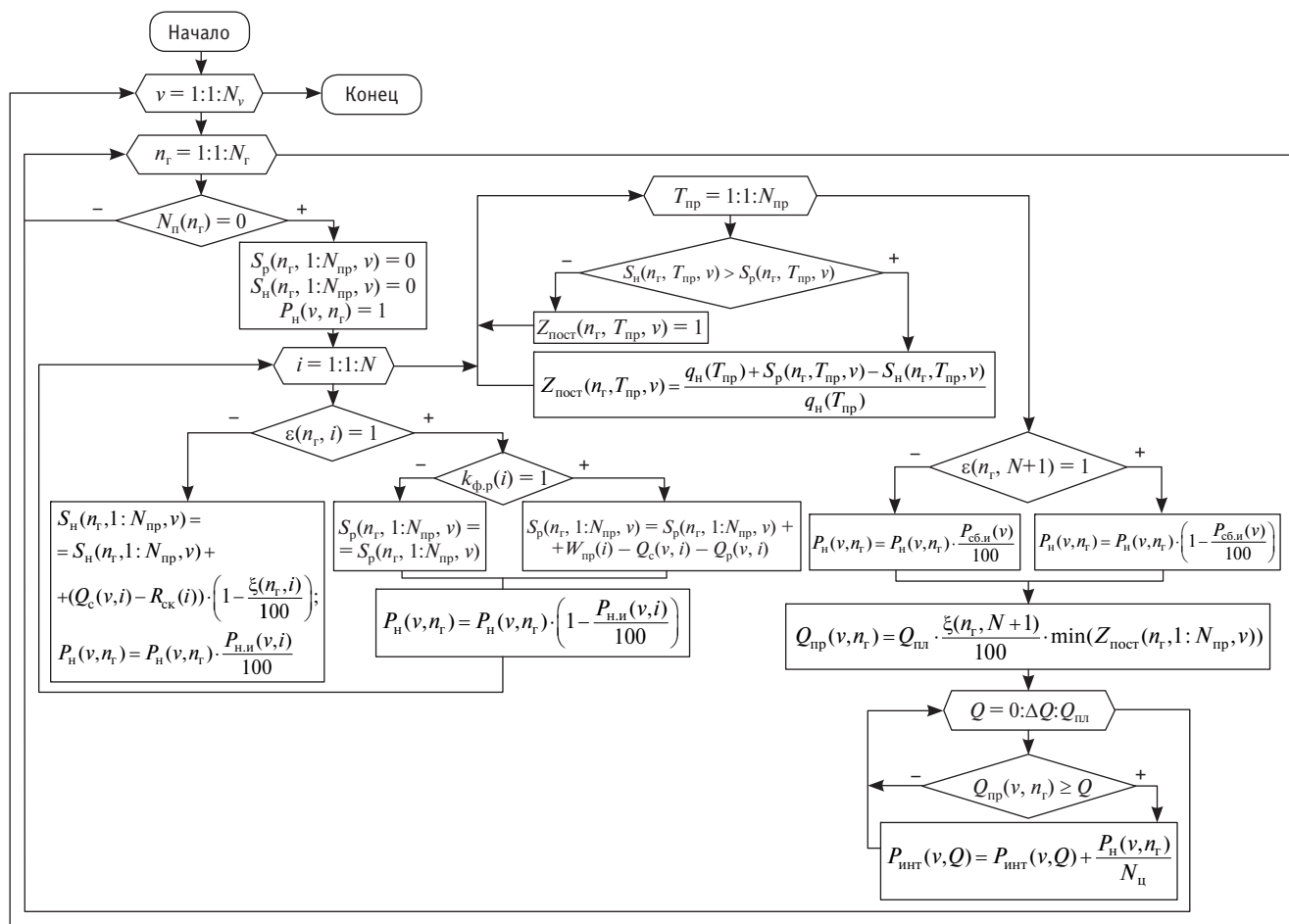


Рис. 6. Алгоритм прогнозирования результатов производственной деятельности организационной сети

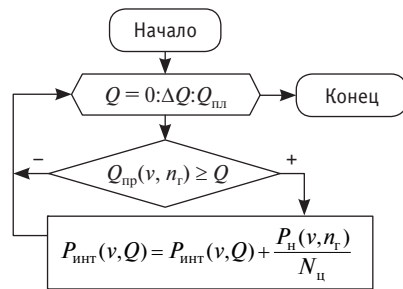


Рис. 7. Блок обработки результатов расчетов:

ΔQ — шаг обработки (доля от $Q_{пл}$);
 $P_{инт}(v, Q)$ — вероятность того, что в случае реализации v -го управленческого решения прогнозируемый результат деятельности сети превысит Q

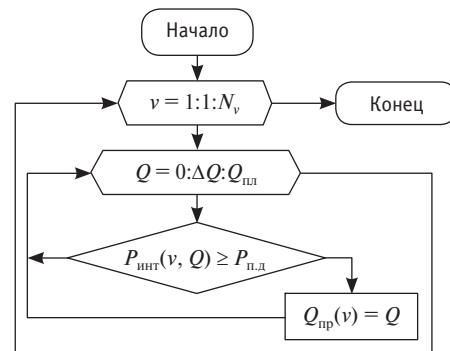


Рис. 8. Блок определения $Q_{пр}(v)$ с вероятностью $P_{пл}$

С помощью показателя ΔQ в имитационной модели настраивается точность определения интегральной оценки сети $K_{инт}$. Наблюдается логичная зависимость: чем меньше ΔQ , тем точнее определена $K_{инт}$. Для конкретной сети ΔQ подбирается исходя из требуемой точности результатов, а также мощности имеющихся вычислительных средств.

На заключительном этапе работы имитационной модели по каждому варианту управленческого решения определяется $Q_{пр}(v)$ с вероятностью практически достоверного события $P_{пл}$. Процесс можно формализовать так, как это представлено на рис. 8.

Итак, по результатам вычислений формируются зависимости (см. рис. 1), на основании которых определяется количественная оценка сети $K_{инт}$.

Таким образом, предложенная методика позволяет анализировать производственно-хозяйственную деятельность сетевой структуры в целом, интегратора сети и хозяйствующих субъектов, входящих в ее состав, адекватно оценивать сетевое взаимодействие, выполнять количественную оценку сетевой организационной структуры, прогнозировать необходимые параметры сети и планировать ее развитие.

Адекватность предложенных подходов подтверждена результатами верификации имитационной модели.

Литература

1. Сай В. М. Формирование организационных структур управления. М. : ВИНТИ РАН, 2002. 437 с.
2. Сай В. М. Планетарные структуры управления на железнодорожном транспорте // Транспорт: наука, техника, управление. 2002. № 4. С. 8–18. ISSN 0236-1914.
3. Сай В. М., Сизый С. В. Образование, функционирование и распад организационных сетей : монография. Екатеринбург : Изд-во УрГУПС, 2011. 384 с.
4. Сай В. М., Сизый С. В., Фомин В. К. Интегральная оценка предприятий // Экономика железных дорог. 2010. № 1. С. 18–27. ISSN 1727-6500.
5. Ришар Ж. Аудит и анализ хозяйственной деятельности / Пер. с франц. ; под ред. Л. П. Белых. М. : Аудит ; ФНИТИ, 1997. 375 с.
6. Сай В. М., Фомин В. К. Моделирование системы взаимоотношений железной дороги с хозяйствующими субъектами // Транспорт Урала. 2008. № 4 (19). С. 15–19. ISSN 1815-9400.
7. Фомин В. К. Оценка и ранжирование предприятий по степени приемлемости сотрудничества с железной дорогой // Вестник УрГУПС. 2009. № 1–2. С. 21–28. ISSN 2079-0392.
8. Громов И. Д., Сай В. М. Моделирование взаимоотношений хозяйствующих субъектов элементарной организационной сети с разделенными интересами // Современные проблемы транспортного комплекса России : межвуз. сб. науч. тр. молодых ученых, магистрантов и аспирантов. Вып. 3. Магнитогорск : Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г. И. Носова, 2013. С. 199–208. ISSN 2222-9396.

References

1. Say V. M. Formirovanie organizatsionnykh struktur upravleniya [Development of organizational control structures]. M. : VINITI RAN, 2002. 437 p.
2. Say V. M. Planetarnye struktury upravleniya na zheleznodorozhnom transporte [Planetary control structures in rail transport] // Transport: nauka, tekhnika, upravlenie. 2002. № 4. P. 8–18. ISSN 0236-1914.
3. Say V. M., Sizyy S. V. Obrazovanie, funktsionirovanie i raspad organizatsionnykh setey : monografiya [Formation, functioning and decay of organizational networks : a monograph]. Ekaterinburg : Izd-vo USURT, 2011. 384 p.
4. Say V. M., Sizyy S. V., Fomin V. K. Integralnaya ocenka predpriyatij [Integral valuation of companies] // Ekonomika zheleznnykh dorog. 2010. № 1. P. 18–27. ISSN 1727-6500.
5. Richard J. Audit i analiz khozyaystvennoy deyatel'nosti [Audit and Business Analysis] / Per. s frants. ; pod red. L. P. Belykh. M. : Audit ; FNITI, 1997. 375 p.
6. Say V. M., Fomin V. K. Modelirovanie sistemy vzaimootnosheniy zheleznoy dorogi s khozyaystvuyuschimi subyektami [Simulating the system of interaction of the railway with business entities] // Transport of the Urals. 2008. № 4 (19). P. 15–19. ISSN 1815-9400.
7. Fomin V. K. Ocenka i ranzhirovanie predpriyatij po stepeni priemlemosti sotrudnichestva s zheleznoy dorogoy [Evaluation and ranking of companies by the degree of probability of cooperation with railway] // Herald of USURT. 2009. № 1-2. P. 21–28. ISSN 2079-0392.
8. Gromov I. D., Say V. M. Modelirovanie vzaimootnosheniy khozyaystvuyushchikh subyektov elementarnoy organizatsionnoy seti s razdelennymi interesami [Modeling the relationship of economic entities of an elementary organizational network with shared interests] // Sovremennye problemy transportnogo kompleksa Rossii : mezhvuz. sb. nauch. tr. molodykh uchenykh, magistrantov i aspirantov. Vyp. 3. Magnitogorsk : Izd-vo Magnitogorsk. gos. tekhn. un-ta im. G. I. Nosova, 2013. P. 199–208. ISSN 2222-9396.

9. Громов И. Д., Москвина Ю. М. Графоаналитическая модель организационной сети с разделенными интересами // Вестник УрГУПС. 2014. № 1 (21). С. 36–45. ISSN 2079-0392.
 10. Антропов В. А., Громов И. Д. Организационные показатели взаимодействия хозяйствующих субъектов промышленности в сети с разделенными интересами // Вестник УрГУПС. 2015. № 1 (25). С. 29–37. ISSN 2079-0392.
 11. Сизый С. В., Фомин В. К. Оценки экономической привлекательности предприятий с использованием линейных форм // Вестник УрГУПС. 2009. № 3–4. С. 16–20. ISSN 2079-0392.
9. Gromov I. D., Moskvina Yu. M. Grafoanaliticheskaya model organizatsionnoy seti s razdelennymi interesami [Graphoanalytical model of organization network with shared interests] // Herald of USURT. 2014. № 1 (21). P. 36–45. ISSN 2079-0392.
 10. Antropov V. A., Gromov I. D. Organizatsionnye pokazateli vzaimodeystviya khozyaystvuyuschikh subyektov promyshlennosti v seti s razdelennymi interesami [Organizational indicators of interaction between industrial entities in a network with distributed interests] // Herald of USURT. 2015. № 1 (25). P. 29–37. ISSN 2079-0392.
 11. Sizyy S. V., Fomin V. K. Otsenki ekonomicheskoy privlekatel'nosti predpriyatiy s ispolzovaniem lineynykh form [Assessment of economic attractiveness of companies using linear forms] // Herald of USURT. 2009. № 3–4. P. 16–20. ISSN 2079-0392.

УДК 656.21.001.2

Хабидулла Туранович Туранов, доктор технических наук, профессор кафедры «Станции, узлы и грузовая работа» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,
Андрей Александрович Гордиенко, ассистент кафедры «Станции, узлы и грузовая работа» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

НОВАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВРЕМЕНИ И СКОРОСТИ СКАТЫВАНИЯ ВАГОНА НА ПЕРВОМ СКОРОСТНОМ УЧАСТКЕ СОРТИРОВОЧНОЙ ГОРКИ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ВСТРЕЧНОГО ВЕТРА МАЛОЙ ВЕЛИЧИНЫ

Khabibulla Turanovich Turanov, DSc in Engineering, Professor, Department of Stations, Junctions and Freight Work, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,
Andrey Alexandrovich Gordienko, Assistant Lecturer, Department of Stations, Junctions and Freight Work, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

New method of calculation of time and speed of car rolling down on the first high-speed section of hump when exposed to light headwind

Аннотация

В статье изложена новая методика, которая позволяет рассчитать время скатывания вагона в конце первого скоростного участка сортировочной горки и по этому значению определить величину скорости скатывания. Приведены графические зависимости скорости и пройденного пути от вариаций времени скатывания вагона.

Ключевые слова: вагон, горка, встречный ветер, время и скорость скатывания вагона на первом скоростном участке горки.

Summary

The article describes a new method that allows to calculate the time required for a car to roll down at the end of the first high-speed section of gravity hump and using this value to determine the value of rolling speed. Visual dependence of speed and distance traveled on car rolling time variations are shown.

Keywords: car, hump, headwind, time and speed of car rolling down on the first high-speed hump section.

Будет нелишним повторить, что труды [1–4], посвященные расчету и проектированию сортировочной горки и признанные классическими, являются научно несостоятельными [5]. На протяжении более 75 лет они наносили и продолжают наносить непоправимый вред транспортной науке (см., например, [6, 7]) и высшему профессиональному железнодорожному образованию.

Исходя из этого разработана новая методика расчета времени и скорости скатывания вагона на первом скоростном участке горки при воздействии встречного ветра малой величины представляет собой крайне важную и актуальную научную проблему.

Данная статья продолжает серию публикаций [5, 8–14] по разработке нового научного направления, связанного с динамикой скатывания вагона по сортировочной горке на основе использования принципа Д’Аламбера в координатной форме [15]. При этом многие положения методики расчета времени и скорости скатывания вагона на первом скоростном участке горки аналогичны изложенным в [13, 14].

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Разработать на основе ранее построенных математических моделей новую методику расчета времени и скорости скатывания вагона на первом скоростном участке сортировочной горки при заданных геометрических параметрах рассматриваемого участка — угле и длине. Это позволит решить задачу по обеспечению интервально-прицельного торможения и гарантированного докатывания вагона (отцепла) до расчетной точки.

ФОРМУЛИРОВКА ЗАДАЧИ

Требуется привести конкретный пример расчета времени и скорости скатывания на первом скоростном участке сортировочной горки при воздействии встречного ветра малой величины на основе новой методики.

ОБЩИЙ ПОДХОД К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ

Общий подход к решению задачи по расчету времени и скорости скатывания вагона на первом скоростном участке сортировочной горки изложен в [10] и заключается в следующем.

1. В методах решения технической проблемы проектирования сортировочной горки использованы классические положения теоретической механики — основной принцип Д'Аламбера в координатной форме [15] и понятия дифференциального и интегрального исчисления [16].

2. В условиях задачи и принятых предпосылках, которые аналогичны изложенным в [8–11], рассмотрен общий случай, когда вагон (или отцеп) с сортировочной горки скатывается поступательно с заданной начальной скоростью v_0 (например, 1,24 м/с) и при этом испытывает воздействие в основном внешних сил — сил тяжести вагона с грузом или без груза G и силы аэродинамического сопротивления встречного ветра малой величины $F_{рв}$, т.е. $F_{рв} = \text{const}$.

3. Упрощенные модели скатывания вагона с горки, учитывающие трение качения колес вагона со скольжением, такие же, как и в [8–10].

4. Метод построения математической модели, как и ранее в [8–10], базируется на основном законе динамики для переносного движения вагона (принцип Д'Аламбера) в координатной форме [15].

5. В математической модели используются широко известные из курса физики формулы расчета скорости и пути при равноускоренном движении тела [10].

6. В математической модели используются аналитические формулы для определения времени t_1 и скорости вагона на первом скоростном участке горки $v_e(t_1)$, выведенные в [8] на основе принципа Д'Аламбера, метода разделения переменных и таблиц простых интегралов [16].

МЕТОДИКА РАСЧЕТА

Новую методику расчета времени и скорости скатывания вагона на первом скоростном участке сортировочной горки при воздействии встречного ветра малой величины, согласно [8], выполняют в следующей последовательности.

1. При проектировании сортировочной горки такие ее кинематические параметры, как проекция длины на горизонталь l_{r1} и угол уклона (спуска) ψ_{01} , принимают методом подбора в соответствии с [1–4]. Например, $l_{r1} \approx 30\text{--}40$ м, $\text{tg}\psi_{01} = 0,035\text{--}0,05$ рад (или $\psi_{01} = 2,0\text{--}2,865$ град). По значениям l_{r1} и $\text{tg}\psi_{01}$ определяют высоту горки h_1 . Далее по значениям l_{r1} и h_1 вычисляют длину уклона горки l_1 , м, [8]:

$$h_1 = l_{r1} \text{tg}(\psi_{01}); l_1 = \sqrt{h_1^2 + l_{r1}^2} \text{ или } l_1 = \frac{l_{r1}}{\cos(\psi_{01})}. \quad (1)$$

Например, если исходные данные $l_{r1} = 39,9$ м, $\text{tg}\psi_{01} = 0,05$ рад, то $h_1 = 1,997$ м, $l_1 = 39,95$ м.

2. В качестве значений скорости встречного ветра принимают рекомендованные малые величины (обычно 4–6 м/с).

3. В отличие от [8], находят поперечную переносную силу инерции I_{ey} , кН,

$$I_{ey} = k_{д.у} G, \quad (2)$$

где $k_{д.у}$ — коэффициент поперечной динамики вагона (обычно принимают до 0,015) [10, 11];

G — сила тяжести вагона с грузом с учетом массы вращающихся частей, кН.

4. Определяют силы аэродинамического сопротивления, воздействующие на вагон вдоль и поперек (в случае учета этих сил), кН, в виде [10]:

$$F_{рвх} = 0,5A_t; F_{рвб} = 0,5A_б, \quad (3)$$

где 0,5 — удельное давление на 1 м² площади, кН/м² [14];

A_t — площадь торцевой поверхности вагона с грузом, м², $A_t = 2B \cdot 2H$ (где $2B$ и $2H$ — ширина и высота наветренных поверхностей вагона с грузом, м);

$A_б$ — площадь боковой поверхности вагона с грузом, м², $A_б = 2L \cdot 2H$ (где $2L$ — длина боковых наветренных поверхностей вагона с грузом, м).

5. Вычисляют все силы, воздействующие на скатывающийся вагон (отцеп) при воздействии встречного ветра малой величины, кН:

сдвигающие силы $F_{сд}$, т.е. проекции силы тяжести вагона с грузом на направление скатывания вагона [10],

$$F_{сд} = G \sin(\psi_{01}); \quad (4)$$

удерживающие силы $F_{уд}$

$$F_{уд} = F_{рвх} \cos(\psi_{01}) + F_{тр.к} + F_c + F_{тр.ск}. \quad (5)$$

В (5) используются следующие обозначения:

$F_{тр.к}$ — сила трения качения и скольжения колес (только при учете поперечной переносной силы инерции и бокового ветра) [10],

$$F_{тр.к} = f_0 (G \cos(\psi_{01}) + F_{рвх} \sin(\psi_{01})), \quad (6)$$

где f_0 — некоторый условный или приведенный коэффициент трения скольжения, учитывающий количество колес в тележках, трения качения по кольцам подшипника и колеса по рельсу (по расчетным данным обычно принимается 0,0001) [8–13];

F_c — силы сопротивления всякого рода [10],

$$F_c = F_{ср} + F_{стр} + F_{с.и} + F_{кр}, \quad (7)$$

$F_{ср}$, $F_{стр}$, $F_{с.и}$ и $F_{кр}$ — силы сопротивления движению вагона от среды и стрелок (как дополнительное сопротивление), сне-

га и инея (как эпизодическое сопротивление), а также от кривых (как дополнительное сопротивление) [10]:

$$F_{cp} = k_{cp}G; F_{стр} = k_{стр}G; F_{с.и} = k_{с.и}G; F_{кр} = k_{кр}G, \quad (8)$$

k_{cp} — коэффициент, учитывающий долю силы тяжести G при сопротивлении среды (обычно в пределах 0,0005–0,00011 при скорости встречного ветра от 4 до 6 м/с) [1, с. 182];

$k_{стр}$, $k_{с.и}$ и $k_{кр}$ — коэффициенты, показывающие доли силы тяжести G при учете сопротивления движению вагона от ударов на стрелочных переводах, от снега и инея, от кривых [1–4];

$F_{тр.ск}$ — сила трения скольжения при учете воздействия поперечной переносной силы инерции I_{ey} и бокового ветра $F_{рвб}$ (следует иметь в виду, что в [1–4], в отличие от [10], она в расчетах сортировочных горок не учитывается),

$$F_{тр.ск} = f_{ск0}(I_{ey} + F_{рвб}); \quad (9)$$

$f_{ск0}$ — коэффициент трения скольжения гребней колес по боковой поверхности рельсовой нити (обычно принимают $f_{ск0} = 0,25$, но эта величина требует уточнений);

I_{ey} — поперечная переносная сила инерции, кН [14];

$F_{рвб}$ — сила аэродинамического сопротивления при воздействии бокового ветра, кН.

В (8) постоянные коэффициенты $k_{стр}$, $k_{кр}$ и $k_{с.и}$ обычно принимают ориентировочно. Так, $k_{стр} = 0,0025$ (допускается использовать и другие значения); $k_{кр} = 0,012\alpha_1/l_{кр}$ [1] (где α_1 — угол поворота кривой в стрелочной зоне, град; например, $\alpha_1 = 4,73$ град при первом скоростном элементе; $l_{кр}$ — длина кривой, м); $k_{с.и} = 0,0001–0,0004$ (обычно для груженых вагонов $k_{с.и} = 0,0001$ при $t = -10$ °С, $k_{с.и} = 0,0002$ при $t = -20$ °С, $k_{с.и} = 0,0004$ при $t = -30$ °С). В [10, 11] отмечено, что удерживающая сила от стрелок, а также сила от снега и инея имеют кратковременный (ударный) характер и не могут оказывать существенного влияния на всем протяжении первого скоростного участка горки.

После подстановки (6)–(9) в (5) силы $F_{уд}$ можно представить (в отличие от формулы (9) в [10]) в следующем виде:

если воздействие поперечной переносной силы инерции и бокового ветра отсутствует, то

$$F_{уд} = F_{рвх} \cos(\psi_{01}) + f_0(G \cos(\psi_{01}) + F_{рвх} \sin(\psi_{01})) + (k_{cp} + k_{стр} + k_{с.и})G; \quad (10)$$

если воздействие поперечной переносной силы инерции и бокового ветра учитывается, то

$$F_{уд} = F_{рвх} \cos(\psi_{01}) + f_0(G \cos(\psi_{01}) + F_{рвх} \sin(\psi_{01})) + (k_{cp} + k_{стр} + k_{с.и} + k_{кр})G + f_{ск0}(I_{ey} + F_{рвб}). \quad (10а)$$

6. По значениям сдвигающих $F_{сд}$ и удерживающих $F_{уд}$ сил вычисляют силу F_{01} , способствующую скатыванию вагона на первом скоростном участке горки, кН, [10]

$$F_{01} = F_{сд} - F_{уд}. \quad (11)$$

7. По значениям силы F_{01} и массы вагона M с учетом инерции вращающихся частей находят ускорение вагона a_1 при движении на первом скоростном участке горки, м/с², [10]

$$a_1 = \frac{F_{01}}{M}. \quad (12)$$

8. Вычисляют время t_1 , в течение которого происходит скатывание вагона, совершающего прямолинейное равноускоренное движение на данном участке горки длиной l_1 [14],

$$t_1 = \frac{-v_{01} + \sqrt{v_{01}^2 + 2a_1l_1}}{a_1}, \quad (13)$$

где v_{01} — начальная скорость вагона (скорость надвига вагона), м/с (например, $v_{01} = 1,24$ м/с).

При необходимости, варьируя длиной первого скоростного участка горки l_1 , строят графическую зависимость $t(l_1)$.

9. Определяют скорость скатывания вагона в конце первого скоростного участка горки v_1 по классической формуле элементарной физики, м/с,

$$v_{e1}(t_1) = v_{01} + a_1t_1. \quad (14)$$

10. Если используют вычислительную среду, то скорость скатывания вагона v на данном участке горки также определяют по классической формуле элементарной физики, м/с,

$$v_{e1}(t) = v_{01} + a_1t. \quad (15)$$

При необходимости, варьируя временем t , строят график $v_1(t)$, по которому находят скорость скатывания вагона в конце уклона, т.е. $v(t_1)$.

Так можно определить скорость вагона в любой момент времени его скатывания на рассматриваемом участке уклона.

11. При использовании вычислительной среды кинематический параметр скатывания вагона по уклону горки (т.е. пройденный путь) $x_1(t)$ тоже находят по формуле из курса элементарной физики, м,

$$x_1(t) = v_{01}t + \frac{1}{2}a_1t^2. \quad (16)$$

Здесь, если варьировать временем t , можно построить график $x_1(t)$, по которому находят пройденный путь. При этом последовательным значениям t соответствуют вполне определенные положения вагона по отношению к профилю горки (в частности, к вершине горки).

ПРИМЕР РАСЧЕТА

Исходные данные для расчета: $v_{01} = 1,24$ м/с (начальная скорость вагона или скорость его надвига); $l_1 = 39,95$ м (длина первого скоростного участка горки); $M = 9,256 \cdot 10^4$ кг (масса вагона с грузом с учетом массы колесных пар); $G = 908$ кН (сила тяжести вагона с грузом с учетом массы вращающихся

деталей); $F_{сд} = 45,381$ кН (сдвигающие силы); $F_{уд} = 7,797$ кН (удерживающие силы); $F_{01} = 37,584$ кН (сила, при воздействии которой вагон скатывается по уклону горки, т.е. разность сдвигающих и удерживающих сил).

Ниже приведен макет-документ, полученный в программе Mathcad [17].

1. Согласно п. 1 методики вычисляют геометрические параметры первого скоростного участка горки [см. (1)].

2. Согласно п. 3 методики рассчитывают поперечную переносную силу инерции [см. (2)]:

$I_{ey} = 9.08$ — поперечная переносная сила инерции, кН.

3. Согласно п. 4 методики находят силы аэродинамического сопротивления вдоль и поперек вагона [см. (3)]:

$F_{вт} := 0.5 \cdot A_t$ $F_{рвх} := F_{вт}$ $F_{вт} = 3.192$ — силы аэродинамического сопротивления вдоль вагона, кН;

$F_{вб} := 0.5 \cdot A_b$ $F_{рву} := F_{вб}$ $F_{вб} = 13.68$ — силы аэродинамического сопротивления поперек вагона, кН.

4. Согласно п. 5 методики определяют силы сопротивления при воздействии поперечной переносной силы инерции и бокового ветра [см. (9)]:

$F_{трб} = 5.69$ — силы сопротивления при воздействии поперечной переносной силы инерции и бокового ветра, кН.

5. Согласно п. 5 методики вычисляют сдвигающие силы [см. (4)]:

$F_{сд} = 45.381$ — сдвигающие силы, кН.

6. Согласно п. 5 методики рассчитывают силу трения качения со скольжением [см. (6)]:

$F_{трк} = 0.094$ — сила трения качения со скольжением, кН.

7. Согласно п. 5 методики принимают значения коэффициентов, учитывающих долю силы тяжести вагона от всяких сопротивлений.

8. Согласно п. 5 методики рассчитывают силы сопротивления всякого рода [см. (7)]:

$F_c = 4.756$ — силы сопротивления всякого рода от среды, стрелок, кривых, снега и инея, кН;

$F_{с0} = 3.223$ — силы сопротивления от среды, стрелок, снега и инея, кН.

9. Согласно п. 5 методики вычисляют удерживающие силы [см. (10)]:

$F_{уд0} = 12.195$ — удерживающие силы при учете поперечной переносной силы инерции и бокового ветра, кН;

$F_{уд} = 7.797$ — удерживающие силы при учете силы сопротивления всякого рода, кН.

10. Согласно п. 6 методики находят значение силы, при воздействии которой происходит движение вагона по уклону горки с ускорением [см. (11)]:

$F_{01} = 33.186$ — разность сдвигающих и удерживающих сил при учете поперечной переносной силы инерции и бокового ветра, кН;

$F_0 = 37.584$ — разность сдвигающих и удерживающих сил при учете силы сопротивления всякого рода, кН.

11. Согласно п. 7 методики рассчитывают ускорение, при котором вагон движется по уклону горки [см. (12)]:

$M = 9.256 \times 10^4$ — масса вагона с учетом массы вращающихся деталей (колесных пар), кг;

$a_1 = 0.406$ — ускорение, при котором вагон движется на первом скоростном участке горки, если не учитываются поперечная переносная сила инерции и боковой ветер, $м/с^2$;

$a_{01} = 0.359$ — ускорение, при котором вагон движется на первом скоростном участке горки, если учитываются поперечная переносная сила инерции и боковой ветер, $м/с^2$.

12. Согласно п. 8 методики вычисляют время, в течение которого вагон скатывается по заданной длине первого скоростного участка горки [см. (13)]:

$$t_{01} := \frac{-v_0 + \sqrt{v_0^2 + a_{01} \cdot 2 \cdot l_1}}{a_{01}},$$

$t_{01} = 11.856$ — время, в течение которого вагон скатывается по заданной длине первого скоростного участка горки при учете поперечной переносной силы инерции и бокового ветра, с;

$$t_1 := \frac{-v_0 + \sqrt{v_0^2 + a_1 \cdot 2 \cdot l_1}}{a_1},$$

$t_1 = 11.294$ — время, в течение которого вагон скатывается по заданной длине первого скоростного участка горки при учете силы сопротивления всякого рода, с.

13. Согласно п. 9 вычисляют скорость скатывания вагона в конце первого участка горки v_1 по классической формуле элементарной физики [см. (14)]:

$$v_1(t) := v_0 + a_1 \cdot t,$$

$v_1(11.294) = 5.833$ — скорость в конце первого скоростного участка горки, $м/с$ (или $24,6$ км/ч) (при учете поперечной переносной силы инерции и бокового ветра она равна $6,608$ $м/с$, или $23,79$ км/ч).

14. Согласно п. 11 в качестве проверочного примера находят пройденный путь вагона $x_1(t)$ на первом скоростном участке горки [см. (16)]:

$$x_1(t) := v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot t^2, \quad x_1(0) = 0,$$

$x_1(11.294) = 39.952$ — пройденный путь вагона по первому скоростному участку горки, м.

15. Далее по (13), варьируя длиной первого скоростного участка горки l_1 , строят графическую зависимость времени скатывания вагона $t(l_1)$:

$l_1 := 0, 0.5 \dots 40$ — вариация заданной длины первого скоростного участка горки, м;

$$t_1(l_1) := \frac{-v_0 + \sqrt{v_0^2 + a_1 \cdot 2 \cdot l_1}}{a_1} \quad \text{— время, в течение которого}$$

вагон скатывается с вершины горки до конца первого скоростного участка при учете силы сопротивления всякого рода, с.

Пример такой графической зависимости представлен на рис. 1.

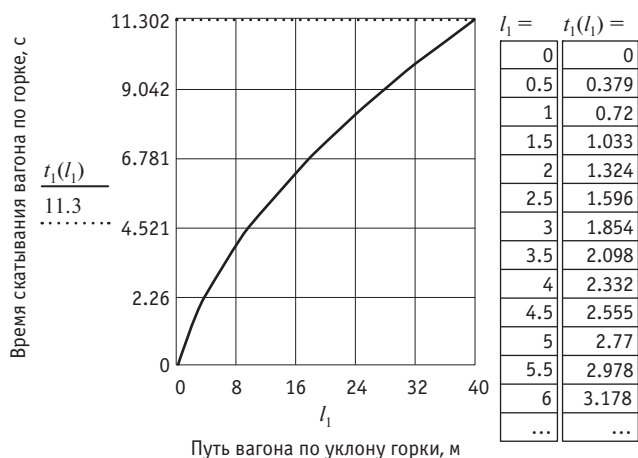


Рис. 1. Графическая зависимость времени скатывания вагона при вариации длины первого скоростного участка горки

Как видно из рис. 1, графическая зависимость $t(l_1)$ носит почти нелинейный характер в соответствии с (13).

16. Используя (15) и (16) и варьируя временем t , строят графические зависимости скорости и пройденного пути по уклону сортировочной горки:

$t := 0, 0.5 \dots 11.3$ — вариация времени скатывания вагона t по уклону первого скоростного участка сортировочной горки, с;

$v_{e1}(t) := v_0 + a_1 \cdot t$ — переносная скорость вагона $v(t)$ в любой момент времени t по уклону сортировочной горки, м/с;

$x_1(t) := v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot t^2$ — пройденное расстояние $x(t)$ в любой момент времени t по уклону сортировочной горки, м.

Для примера эти зависимости показаны на рис. 2 и 3.

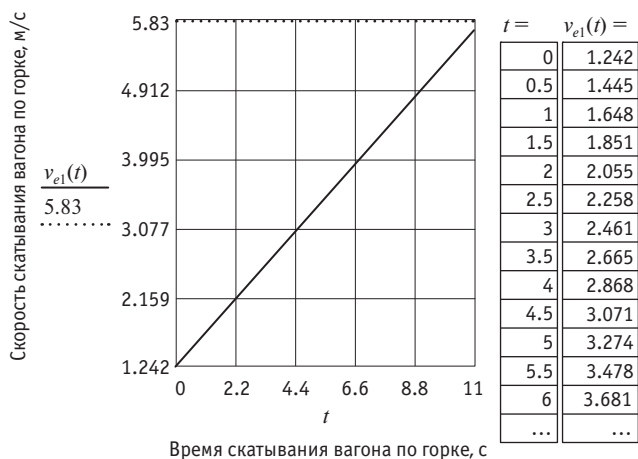


Рис. 2. Графическая зависимость скорости при вариации времени скатывания вагона по уклону горки



Рис. 3. Графическая зависимость пройденного расстояния при вариации времени скатывания вагона по уклону горки

Как видно из рис. 2 и 3, графическая зависимость $v(t)$ носит линейный, а $x(t)$ — нелинейный характер в соответствии с (15) и (16).

Анализ графических зависимостей $v(t)$ и $x(t)$ показывает, что в течение времени $t = 11,294$ с вагон пройдет расстояние 39,95 м (это принятая длина уклона первого скоростного участка, см. рис. 3), при этом его скорость (см. рис. 2) составит 5,833 м/с ($\approx 21,0$ км/ч), если не учитывать поперечную переносную силу инерции и боковой ветер, а если их учитывать, то время движения вагона t составит 11,856 с, а скорость скатывания по уклону горки будет равна 5,5 м/с ($\approx 19,8$ км/ч).

ВЫВОДЫ

1. На основе ранее построенных математических моделей скатывания вагона (отцепа) по уклону сортировочной горки разработана новая методика расчета для первого скоростного участка сортировочной горки при воздействии встречного ветра малой величины. Эта методика позволяет найти кинематические параметры вагона (время и скорость скатывания) при заданных геометрических параметрах (уклоне и длине) рассматриваемого участка.

2. Результаты расчетов кинематических параметров вагона по новой методике дают возможность по формуле пройденного вагоном расстояния $x(t)$, соответствующего принятой длине уклона l_1 , найти время t_1 , а затем определить скорость скатывания вагона в конце уклона $v(t_1)$. Так можно рассчитать скорость $v(t)$ в любой момент времени t скатывания вагона по уклону сортировочной горки.

3. На основе вариаций времени t скатывания вагона по уклону рассматриваемого участка построены графические зависимости $v(t)$ и $x(t)$.

Результаты представленных исследований могут быть использованы для корректного решения технической проблемы, связанной с определением кинематических характеристик вагона — $v(t)$ и $x(t)$ — при его скатывании по профилю сортировочной горки.

Литература

1. Образцов В. Н. Станции и узлы. Ч. II. М. : Трансжелдориздат, 1938. 492 с.
2. Земблинов С. В., Страковский И. И. Станции и узлы. М. : Трансжелдориздат, 1963. 348 с.
3. Проектирование инфраструктуры железнодорожного транспорта (станции, железнодорожные и транспортные узлы) : учебник / Под ред. Н. В. Правдина и С. П. Вакуленко. М. : ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2012. 1086 с.
4. Железнодорожные станции и узлы : учебник / Под ред. В. И. Апатцева и Ю. И. Ефименко. М. : ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2014. 855 с.
5. Туранов Х. Т., Гордиенко А. А. Некоторые проблемы теоретической предпосылки динамики скатывания вагона по уклону сортировочной горки // Бюллетень транспортной информации. 2015. № 3 (327). С. 29–36. ISSN 2072-8115.
6. Бессоненко С. А. Теория расчета сортировочных горок для различных климатических зон : автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М. : МИИТ, 2011. 37 с.
7. Бурдяк П. С. Разработка методики определения параметров негорочных сортировочных устройств : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 2015. 20 с.
8. Туранов Х. Т., Гордиенко А. А. Математическая модель времени скатывания вагона на первом скоростном участке сортировочной горки при воздействии попутного ветра малой величины // Бюллетень транспортной информации. 2015. № 6 (240). С. 16–21. ISSN 2072-8115.
9. Туранов Х. Т., Гордиенко А. А. Аналитическое определение времени скатывания вагона на втором скоростном участке сортировочной горки при воздействии попутного ветра малой величины // Наука и техника транспорта. 2015. № 2. С. 73–81. ISSN 2074-9325.
10. Туранов Х. Т., Гордиенко А. А. Аналитическое описание движения вагона на первом скоростном участке сортировочной горки при воздействии встречного ветра малой величины // Транспорт Урала. 2015. № 2 (45). С. 7–12. ISSN 1815-9400.
11. Туранов Х. Т., Гордиенко А. А. Математические модели скатывания вагона на втором скоростном участке сортировочной горки при воздействии встречного ветра малой величины // Вестник УрГУПС. 2015. № 2. (26). С. 21–35. ISSN 2079-0392.
12. Туранов Х. Т., Гордиенко А. А. Пример расчета времени и скорости скатывания вагона на втором скоростном участке сортировочной горки при воздействии попутного ветра малой величины по новой методике // Наука и техника транспорта. 2015. № 3. С. 73–80. ISSN 2074-9325.
13. Туранов Х. Т., Гордиенко А. А. Пример расчета времени и скорости вагона на втором скоростном участке сортировочной горки при воздействии встречного ветра малой величины по новой методике // Вестник УрГУПС. 2015. № 3 (27). С. 34–40. ISSN 2079-0392.
14. Туранов Х. Т., Гордиенко А. А. Определение времени и скорости скатывания вагона перед первой горочной тормозной позицией сортировочной горки при воздействии попутного ветра малой величины // Транспорт: наука, техника, управление. 2015. № 7. С. 25–30. ISSN 0236-1914.
15. Лойцянский Л. Г., Лурье А. И. Курс теоретической механики. Т. II. Динамика. М. : Наука, 1983. 640 с.
16. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М. : Наука, 1980. 976 с.
17. Кирьянов Д. В. Mathcad 15/Mathcad Prime 1.0. СПб. : БХВ-Петербург, 2012. 432 с.

References

1. Obratsov V. N. Stantsii i uzly. Ch. II [Stations and junctions. Part II]. M. : Transzheldorizdat, 1938. 492 p.
2. Zemblinov S. V., Strakovskiy I. I. Stantsii i uzly [Stations and junctions]. M. : Transzheldorizdat, 1963. 348 p.
3. Proektirovanie infrastruktury zheleznodorozhnogo transporta (stantsii, zheleznodorozhnye i transportnye uzly) : uchebnik [Design of railway transport infrastructure (stations, railway and transport junctions) : a textbook] / Pod red. N. V. Pravdina i S. P. Vakulenko. M. : FGBOU «Uchebno-metodicheskiy tsentr po obrazovaniyu na zheleznodorozhnom transporte», 2012. 1086 p.
4. Zheleznodorozhnye stantsii i uzly : uchebnik [Railway stations and junctions : a textbook] / Pod red. V. I. Apattseva i Yu. I. Yefimenko. M. : FGBOU «Uchebno-metodicheskiy tsentr po obrazovaniyu na zheleznodorozhnom transporte», 2014. 855 p.
5. Turanov Kh. T., Gordienko A. A. Nekotorye problemy teoreticheskoy predposylki dinamiki skatvaniya vagona po uklonu sortirovochnoy gorki [Some problems of the theoretical background of car dynamics rolling down the hump] // Byulleten transportnoy informatsii. 2015. № 3 (327). P. 29–36. ISSN 2072-8115.
6. Bessonenko S. A. Teoriya rascheta sortirovochnykh gorok dlya razlichnykh klimaticheskikh zon : avtoref. dis. ... d-ra tekhn. nauk [Theory of the design of hump yards for various climatic zones : Synopsis of DSc in Engineering Thesis]. M. : MIIT, 2011. 37 p.
7. Burdyak P. S. Razrabotka metodiki opredeleniya parametrov negorochnykh sortirovochnykh ustroystv : avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Development of the method of determining the parameters of non-sloped marshalling facilities : Synopsis of a PhD in Engineering Thesis]. Novosibirsk, 2015. 20 p.
8. Turanov Kh. T., Gordienko A. A. Matematicheskaya model vremeni skatvaniya vagona na pervom skorostnom uchastke sortirovochnoy gorki pri vozdeystvii poputnogo vetra maloy velichiny [Mathematical model of the time required for a car to roll down on the first high-speed hump section when exposed to light tailwind] // Byulleten transportnoy informatsii. 2015. № 6 (240). P. 16–21. ISSN 2072-8115.
9. Turanov Kh. T., Gordienko A. A. Analiticheskoe opredelenie vremeni skatvaniya vagona na vtorem skorostnom uchastke sortirovochnoy gorki pri vozdeystvii poputnogo vetra maloy velichiny [Analytical determination of the time of car rolling down on the second high-speed section of hump when exposed to light tailwind] // Nauka i tekhnika transporta. 2015. № 2. P. 73–81. ISSN 2074-9325.
10. Turanov Kh. T., Gordienko A. A. Analiticheskoe opisanie dvizheniya vagona na pervom skorostnom uchastke sortirovochnoy gorki pri vozdeystvii vstrechnogo vetra maloy velichiny [Analytical description of car movement on the first high-speed section of gravity hump when exposed to light headwind] // Transport of the Urals. 2015. № 2 (45). P. 7–12. ISSN 1815-9400.
11. Turanov Kh. T., Gordienko A. A. Matematicheskie modeli skatvaniya vagona na vtorem skorostnom uchastke sortirovochnoy gorki pri vozdeystvii vstrechnogo vetra maloy velichiny [Mathematical models of car speed rolling down on second high-speed section of a hump when exposed to light headwind] // Herald of USURT. 2015. № 2 (26). P. 21–35. ISSN 2079-0392.
12. Turanov Kh. T., Gordienko A. A. Primer rascheta vremeni i skorosti skatvaniya vagona na vtorem skorostnom uchastke sortirovochnoy gorki pri vozdeystvii poputnogo vetra maloy velichiny po novoy metodike [An example of calculation of time and speed of the car rolling down on the second high-speed hump section when exposed to light tailwind using a new method] // Nauka i tekhnika transporta. 2015. № 3. P. 73–80. ISSN 2074-9325.
13. Turanov Kh. T., Gordienko A. A. Primer rascheta vremeni i skorosti vagona na vtorem skorostnom uchastke sortirovochnoy gorki pri vozdeystvii vstrechnogo vetra maloy velichiny po novoy metodike [An example of calculation of time and speed of the car rolling down on the second high-speed hump section when exposed to light headwind using a new method] // Herald of USURT. 2015. № 3 (27). P. 34–40. ISSN 2079-0392.
14. Turanov Kh. T., Gordienko A. A. Opredelenie vremeni i skorosti skatvaniya vagona pered pervoy gorochnoy tormoznoy pozitsiyey sortirovochnoy gorki pri vozdeystvii poputnogo vetra maloy velichiny [Determining time and speed of a car rolling down before the first braking position of a hump when exposed to light tailwind] // Transport: nauka, tekhnika, upravlenie. 2015. № 7. P. 25–30. ISSN 0236-1914.
15. Loitsyanskiy L. G., Lurie A. I. Kurs teoreticheskoy mekhaniki. T. II. Dinamika [Course of theoretical mechanics. Vol. 2. Dynamics]. M. : Nauka, 1983. 640 p.
16. Bronshteyn I. N., Semendyaev K. A. Spravochnik po matematike dlya inzhenerov i uchashchikhsya vtuzov [Handbook on mathematics for engineers and students of technical universities]. M. : Nauka, 1980. 976 p.
17. Kiryanov D. V. Mathcad 15/Mathcad Prime 1.0. Cpb. : BKhV-Peterburg, 2012. 432 p.

УДК 656.025.2:519.872.6

Марина Аркадьевна Журавская, кандидат технических наук, доцент кафедры «Мировая экономика и логистика» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,
 Александр Леонидович Казаков, доктор физико-математических наук, доцент, заведующий лабораторией Института динамики систем и теории управления имени В. М. Матросова Сибирского отделения Российской академии наук (ИДСТУ СО РАН), Иркутск,
 Максим Леонидович Жарков, аспирант Института динамики систем и теории управления имени В. М. Матросова Сибирского отделения Российской академии наук (ИДСТУ СО РАН), Иркутск,
 Полина Александровна Парсюрлова, аспирант кафедры «Мировая экономика и логистика» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕСАДОЧНОГО УЗЛА МЕГАПОЛИСА КАК ТРЕХФАЗНОЙ СИСТЕМЫ МАССОВОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ

Marina Arkadiyevna Zhuravskaya, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of World Economy and Logistics, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,
 Alexander Leonidovich Kazakov, DSc in Physics and Mathematics, Associate Professor, Head of the Laboratory, Matrosov Institute for System Dynamics and Control Theory, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences (ISDCT SB RAS), Irkutsk,
 Maksim Leonidovich Zharkov, graduate student, Matrosov Institute for System Dynamics and Control Theory, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences (ISDCT SB RAS), Irkutsk,
 Polina Alexandrovna Parsyurova, graduate student, Department of World Economy and Logistics, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Simulating the operation of transport hub of a metropolis as a three-phase queueing system

Аннотация

Рассматривается актуальная задача городской логистики — организация транспортно-пересадочных узлов (ТПУ) с перехватывающими парковками на въездах в мегаполис. Такие ТПУ позволяют решить две важные проблемы крупного города: снизить нагрузку на транспортную сеть и сократить вредные выбросы в атмосферу за счет того, что пассажиропоток перенаправляется с личного на общественный транспорт (прежде всего — на рельсовый). Построена оригинальная модель транспортно-пересадочного узла, имеющая вид трехуровневой системы массового обслуживания с групповым поступлением заявок. Математическая модель идентифицирована и программно реализована в виде имитационной модели. Выполнены многовариантные сценарные расчеты, на основе которых сделаны содержательные выводы.

Ключевые слова: транспортно-пересадочные узлы, мультимодальные пассажирские перевозки, транспортно-логистическая инфраструктура, математическое моделирование, система массового обслуживания.

Summary

The topical problem of urban logistics — organization of transport hubs (TH) with park and ride facilities at entrance points to the metropolis — is being considered. The transport hubs solve two important problems of a large city: reducing the burden on transport network and abating harmful emissions by redirecting passenger flows from personal to public transportation (primarily to rail transport). An original model of transport hub has been created, in the form of a three-level queueing system with batch arrivals. The mathematical model has been identified and implemented as a software simulation model. Multivariate scenario calculations have been performed and used to make meaningful conclusions.

Keywords: transport hubs, multi-modal passenger transportation, transport and logistics infrastructure, mathematical modeling, queueing system.

ВВЕДЕНИЕ

В последнее время в крупнейших городах Российской Федерации обострились проблемы транспортной инфраструктуры, особенно в связи с повышением уровня автомобилизации населения и неудовлетворительным развитием транспортной системы. Это привело к увеличению так называемых пробок и, как результат, к росту неблагоприятного воздействия автотранспорта на окружающую среду, а значит, к снижению качества жизни населения [1]. Актуальность исследования, рассматриваемого в статье, определяется необходимостью комплексной модернизации и новой структуризации транспортной инфраструктуры городов России путем формирования и развития транспортно-пересадочных узлов (ТПУ), обеспечивающих эффективное взаимодействие всех элементов транспортной системы современного мегаполиса. Под ТПУ понимаются сложные комплексные объекты, выполняющие разнообразные функции, связанные с обеспечением быстрых и комфортных условий для пересадки (с одного вида транспорта на другой) и сервисного обслуживания пассажиров [2]. Создание транспортной системы, включающей транспортно-пересадочный комплекс, перехватывающую парковку и другие сопутствующие объекты пассажирского сервиса, позволит разгрузить центр мегаполиса от скопления транспортных средств и сформировать благоприятную среду для жизни населения.

В связи с вышесказанными задачами настоящего исследования стали: 1) оценка пассажиропотоков по различным направлениям; 2) моделирование работы ТПУ. В качестве объекта исследования выбран Екатеринбург, один из крупнейших городов России, население которого превышает 1,4 млн чел.

АНАЛИЗ ОБЪЕКТА ИССЛЕДОВАНИЯ С УЧЕТОМ ЗАРУБЕЖНОГО ОПЫТА

Анализ транспортно-экологической ситуации города (выполнен с помощью официального портала «Екатеринбург.РФ») показал прямую зависимость между ростом населения и уровнем автомобилизации (табл. 1). В настоящее время почти каждый второй житель уральской столицы передвигается по городу на собственном автомобиле. Отметим, что по этому показателю Екатеринбург обогнал такие крупнейшие мегаполисы, как Москва и Санкт-Петербург.

Таблица 1

Рост автомобилизации и численности населения в Екатеринбурге

Показатель	Год				
	2010	2011	2012	2013	2014
Численность населения, тыс. чел.	1375,4	1411,1	1429,4	1448,6	1467,3
Автомобилизация населения, авт./тыс. чел.	329	372	417	450	474

В экономически развитых странах уровень автомобилизации тоже неуклонно растет. Лидеры здесь — Монако (более 900 авт./тыс. чел.), США (свыше 800), а также Германия (около 600 авт./тыс. чел.). По мнению экспертов, предел насыщения составляет около 900–950 машин на 1000 жителей, поэтому пропускная способность дорог, а также наличие транспортно-пересадочных пунктов, включающих перехватывающие парковки, начинают играть все более важную роль в логистике мегаполисов.

Изучение лучшего мирового опыта [3–5] и наши исследования [6] позволяют выработать рекомендации по созданию в Екатеринбурге условий для пересадки с личного авто на эффективно работающий общественный транспорт, т.е. мультимодальных транспортно-пересадочных комплексов, где различные виды городского транспорта будут интегрированы в единую систему.

В Екатеринбурге представлены практически все виды городского общественного транспорта, однако общий объем пассажирских перевозок, выполняемый им, ежегодно снижается — рост наблюдается только на метрополитене (а также на личном автотранспорте). Такая тенденция увеличения объема перевозок на метрополитене объясняется тем, что, с одной стороны, вводятся новые станции, а с другой — метро обеспечивает наиболее высокие скорости передвижения пассажиров, особенно в сравнении с низкими скоростями наземных видов транспорта, вызванными дорожными заторами.

Интеграция станций метро в систему транспортно-пересадочных пунктов позволит существенно снизить негатив-

ное влияние транспорта, в первую очередь автомобильного, на экологию города.

Общий вид многоуровневого ТПУ представлен на рис. 1. Такой пересадочный комплекс может принимать пассажиропотоки с нескольких уровней — подземного, наземного и надземного, перераспределять и отправлять их в другие направления и с других уровней.

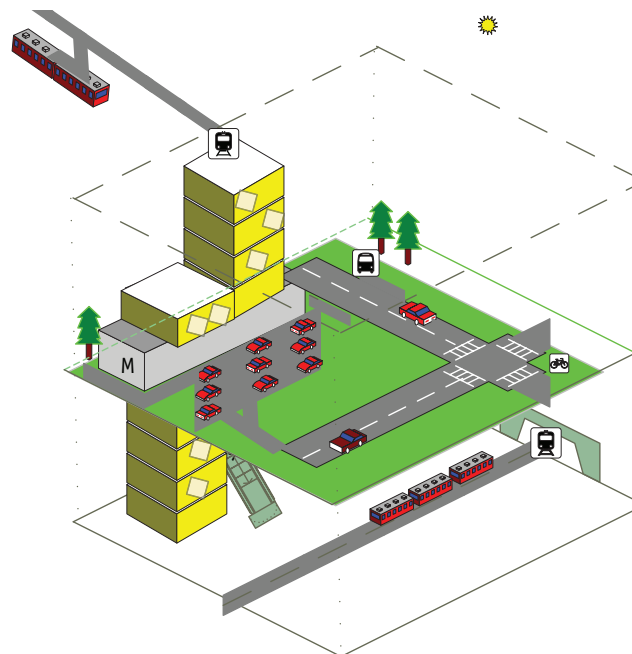


Рис. 1. Общий вид транспортно-пересадочного узла

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ В ТПУ

Для определения входящих транспортных потоков проведен мониторинг на основных въездах в Екатеринбург. Объемные исследования выполнялись ежедневно на протяжении нескольких недель в разные часы суток — в утреннее, обеденное и вечернее время. Замеры делались с помощью натурного подсчета, камер видеонаблюдений и опроса сотрудников ГИБДД. По результатам мониторинга установлены размеры транспортных и пассажиропотоков по прибытию и отправлению на разных направлениях (рис. 2).

На каждом въезде в город изучена транспортная ситуация, определен балл пробок по данным «Яндекс.Пробки». Для оценки стабильности потока рассчитан коэффициент вариации и использован метод XYZ-анализа. По результатам расчетов сделан вывод, что самый многочисленный и неравномерный поток поступает из Челябинска и Перми и отправляется туда же. Первоначально рекомендовано разместить ТПУ на направлении Челябинск — Екатеринбург, так как по данным сервиса «Яндекс.Пробки» на пересечении Челябинского тракта с ЕКАД дорожные заторы оцениваются в 8 баллов. В пользу этого решения говорит и тот факт, что первая линия Екатеринбургского метрополитена находится именно на данном направлении.

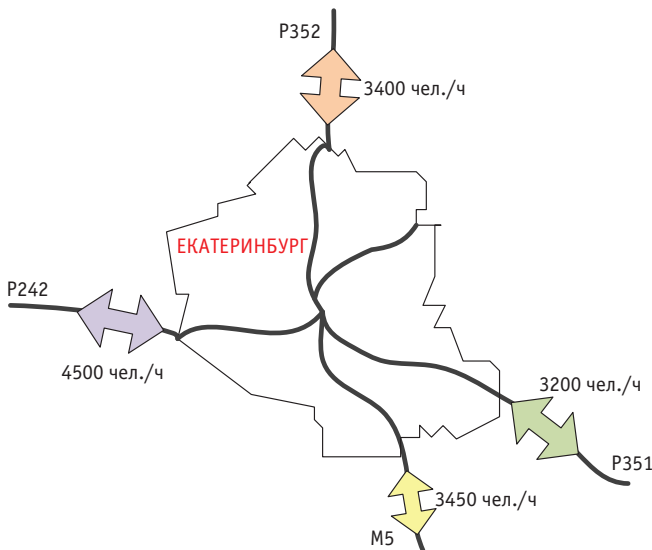


Рис. 2. Среднечасовое прибытие пассажиропотоков в Екатеринбург

Чтобы определить количество пассажиров, готовых оставить личный автомобиль на перехватывающей парковке и пересесть на общественный транспорт, в первом приближении воспользуемся правилом Парето, а также будем учитывать коэффициент вариации, который на этом направлении равен 27%. Получим, что за 1 ч ТПУ должен обслужить около 700 автомобилей с пассажирами по прибытию и 700 — по отправлению.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

В транспортно-пересадочных узлах [7] выполняются однотипные действия: прибытие транспортных средств, высадка пассажиров, их переход к другому виду транспорта, ожидание и т.д. При этом на каждом этапе существенную роль играют случайные факторы. В данной работе функционирование ТПУ описывается с помощью аппарата теории систем массового обслуживания (СМО), которая широко применяется для моделирования транспортных процессов, объектов и систем. При этом к настоящему времени достаточно хорошо изучены марковские СМО [8]. Поток поступающих на обслуживание требований (заявок) в таких системах относится к простейшим (пуассоновским). Однако на практике приходится сталкиваться с ситуациями, когда поток событий не является простейшим [9]. Отметим также работу [10], где построена математическая модель перекрестка, имеющая вид СМО с очередью. В фундаментальной монографии [11] описана теория трех фаз в транспортном потоке и построена стохастическая трехфазная модель.

В настоящей работе рассматриваются системы, обладающие следующими свойствами: входящий поток требований состоит из мультизаявок, размер которых постоянный; интервал между поступающими мультизаявками распределен по показательному закону; последствие отсутствует; обслуживание производится по принципу FIFO (первым вошел — первым вышел).

МОДЕЛЬ ПЕРЕСАДОЧНОГО УЗЛА

В соответствии со структурой и технологией работы транспортно-пересадочного узла авторами предлагается его модель в виде трехфазной немарковской СМО. Первая фаза представляет собой многоканальную СМО с бесконечной очередью и групповым поступлением, вторая — многоканальную марковскую СМО с конечной очередью, третья — одноканальную СМО с конечной очередью и групповым обслуживанием. В терминах теории массового обслуживания система имеет вид

$$BMAP / M / N_1 / \infty \rightarrow SM / M / N_2 / n_2 \rightarrow SM / D^{X_{serv}} / 1 / n_3,$$

где верхний индекс — размер группы [12]. Предлагаемая нами математическая модель состоит из следующих случайных величин (распределений):

$$T_0, T_1, T_2, T_3, X, X_{serv}, N_1, N_2, n_1(T_0, T_1, X, N_1), n_2(P_1, T_2, N_2), n_3(P_2, T_3, X_{serv}), P_1(n_1, T_1, N_1), P_2(n_2, T_2, N_2), \bar{Y}(n_3, T_3, X_{serv}),$$

где T_0 — время между последовательно поступающими мультизаявками;

T_1, T_2, T_3 — распределение времени обслуживания на соответствующей фазе;

X — размер поступающей мультизаявки (равномерное/экспоненциальное распределение);

X_{serv} — размер обслуживаемой группы на третьей фазе;

N_1, N_2 — количество каналов обслуживания на первой и второй фазах;

$n_1(T_0, T_1, X, N_1), n_2(P_1, T_2, N_2), n_3(P_2, T_3, X_{serv})$ — длина очереди на соответствующей фазе;

$P_1(n_1, T_1, N_1), P_2(n_2, T_2, N_2)$ — исходящий поток с соответствующей фазы (количество заявок);

$\bar{Y}(n_3, T_3, X_{serv})$ — выходные параметры системы, в том числе количество обслуженных заявок и мультизаявок, среднее число обслуживаемых заявок, средняя длина очереди (при наличии) и др.

Распределения T_0, T_1, T_2, T_3 являются непрерывными, $X, X_{serv}, N_1, N_2, n_1, n_2, n_3, P_1, P_2$ — дискретными. На рис. 3 представлена структурная схема модели, где пунктиром обозначена обратная связь — блокировка каналов первой фазы при отсутствии свободных мест на второй.

Имитационная модель реализована в виде программного модуля на языке Object Pascal (среда разработки Delphi 7.0), предназначенного для определения функциональных характеристик моделируемой системы и проведения многовариантных сценарных расчетов. Кроме того, он позволяет генерировать входящие потоки требований с заданными характеристиками. Основные функции программы:

- генерирование количества заявок в мультизаявках и времени их прибытия посредством разыгрывания соответствующих случайных величин;
- отображение обслуживания заявки в графическом виде;
- отображение данных процесса выгрузки в таблицах;
- отображение и сохранение результатов генерирования.

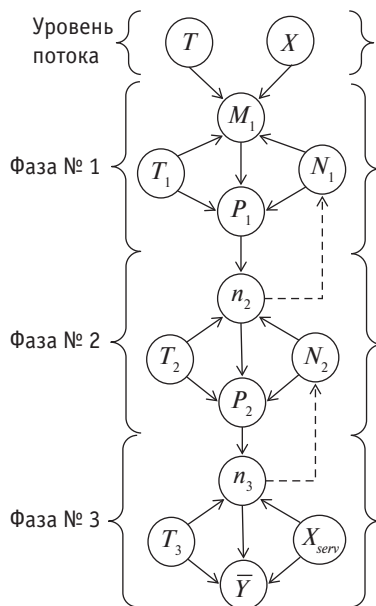


Рис. 3. Структурная схема модели

Каналы в системе работают независимо друг от друга и могут иметь различную интенсивность обслуживания. Как только канал освобождается, на него поступает заявка из очереди. Если очередь пуста, канал переходит в режим ожидания.

ТЕСТОВЫЕ РАСЧЕТЫ

Для проведения имитационных расчетов выбран интервал времени с 7.00 до 9.00, так как на него приходится пик прибывающего транспортного потока в Екатеринбург. ТПУ представим в виде трехфазной СМО.

Первая фаза описывает работу стоянки для автотранспорта. Среднее число поступающих на стоянку машин (как показано ранее) составляет 700 авт./ч, входящий поток — пуассоновский. Таким образом, интервал времени между прибывающими автомобилями подчинен экспоненциальному распределению с параметром $a_m = 12$. Поступающий автомобиль является мультизаявкой, поскольку в салоне могут находиться несколько человек. Мультизаявка ставится в очередь перед въездом на парковку, а затем поступает в канал обслуживания (въезд на парковку). Количество каналов 8, время работы каждого подчинено экспоненциальному распределению с параметром $b_1 = 2$. Число заявок в мультизаявке подчиняется равномерному/показательному закону распределения со значениями от 1 до 4. После расщепления все заявки переходят на вторую фазу и занимают места в очереди. При недостаточном числе мест на второй фазе каналы на первой фазе блокируются.

Вторая фаза — уровень касс. Входящий поток здесь полумарковский, т.е. временной интервал между поступающими заявками имеет неэкспоненциальное распределение. На этом уровне 10 каналов обслуживания (касс), время работы распределено экспоненциально с параметром $b_2 = 2$, число мест в очереди — 200.

Третья фаза представляет собой СМО, которая имитирует работу станции метро. В настоящее время в Екатеринбургском

метрополитене эксплуатируются вагоны серии 81-717.5М (головной вагон) и 81-714.5М (промежуточный вагон) по 4 вагона в составе. Вместимость таких вагонов при плотности 10 чел./м² составляет 308–330 пассажиров. Для модели возьмем среднюю плотность 5 чел./м² и половину вагонов из состава отведем для нужд проживающего в данном районе населения. Следовательно, обслуживаемая группа на второй фазе имеет объем 300–360 чел. Время перехода между фазами — 5 мин.

Для определения необходимого уровня обслуживания и характеристик системы проведено несколько тестовых расчетов. Результаты моделирования представлены в табл. 2–4, где $T_{\text{сист}}$ — среднее время пребывания заявки в системе; A — среднее число обслуженных заявок в минуту; k — среднее число занятых каналов; l — средняя длина очереди; w — среднее время в очереди; t_{ph} — среднее время в фазе; x_{unload} — среднее число обслуживаемых заявок на соответствующей фазе.

Пример 1. В табл. 2 представлены результаты моделирования при экспоненциальном распределении объема мультизаявки с параметром $c = 1$.

Таблица 2

Результаты моделирования
с интенсивностью входящего потока 700 авт./ч

	Поступило	Принято	$T_{\text{сист}}$, мин	A	
Мультизаявок	1345	1345	13,42	16,11	
Заявок	2056	2056			
	\bar{k}	l	w , с	t_{ph} , с	x_{unload}
Фаза 1	5,64	—	—	30,72	1
Фаза 2	8,38	4,21	24,26	55,11	1
Фаза 3	1	33,87	119,32	119,32	73,55

Далее проведено несколько тестовых расчетов по определению пропускной способности метрополитена, входящего в состав ТПУ (третья фаза).

Пример 2. В табл. 3 представлены результаты моделирования с увеличенной в 2 раза интенсивностью входящего потока (1400 мультизаявок в час) и следующими характеристиками: дискретное экспоненциальное распределение с параметром $c = 1$, объем мультизаявки от 1 до 4, 16 каналов на первой фазе, 20 — на второй, время обслуживания на третьей фазе — 4 мин.

Таблица 3

Результаты моделирования
с интенсивностью входящего потока 1400 авт./ч

	Поступило	Принято	$T_{\text{сист}}$, мин	A	
Мультизаявок	2885	2885	13,42	33,29	
Заявок	4371	4371			
	\bar{k}	l	w , с	t_{ph} , с	x_{unload}
Фаза 1	11,2	—	—	30,8	1
Фаза 2	17,55	9,55	25,75	54,94	1
Фаза 3	1	71,42	119,55	119,55	143,45

Пример 3. В табл. 4 представлены результаты моделирования с увеличенной в 2,4 раза интенсивностью входящего потока (1700 мультязаявок/ч) и следующими характеристиками: дискретное экспоненциальное распределение с параметром $c = 1$, объем мультязаявки от 1 до 4, 15 каналов на первой фазе, 25 — на второй, время обслуживания на третьей фазе — 5 мин.

Таблица 4

Результаты моделирования
 с интенсивностью входящего потока 1700 авт./ч

	Поступило	Принято	$T_{\text{сист}}^*$, мин	A	
Мультязаявок	3493	3493	13,65	37,38	
Заявок	5292	5292			
	\bar{k}	l	W, c	t_{ph}, c	x_{unload}
Фаза 1	12,63	—	—	30,63	1
Фаза 2	21,28	3,72	10,35	40,45	1
Фаза 3	1	107,9	147,95	147,95	209,48

Из результатов моделирования следует, что текущей пропускной способности метрополитена достаточно для перевозки пассажиров в часы пик. При более чем двукратном увеличении пассажиропотока загруженность метро не достигает порогового значения. Таким образом, метрополитен может быть включен в структуру транспортно-пересадочного узла без сокращения интервалов движения поездов. Отметим, что при значительном увеличении пассажиропотока (в 4 и более раз) имеется технологическая возможность снизить интервал движения до 3,5 мин.

Наиболее зависим от интенсивности пассажиропотока в ТПУ уровень касс. Однако при моделировании не была учтена возможность наличия у пассажиров многоцветных билетов, в том числе Е-карты. Учет этого факта в дальнейшем может существенно уменьшить число необходимых касс для обеспечения оптимального времени обслуживания.

По результатам вычислительного эксперимента также установлено, что требуется 1500 парковочных мест на автостоянке ТПУ и не менее 6 полос для въезда прибывающего автотранспорта.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статье предложена оригинальная математическая модель транспортно-пересадочного узла, назначение которого — перераспределение в мегаполисе пассажиропотока с личного на общественный транспорт. Благодаря этому уменьшается нагрузка на городскую транспортную систему и улучшается экологическая обстановка. Рассмотренная модель, основанная на использовании математического аппарата систем массового обслуживания, позволяет получить четкое представление о процессах, которые происходят в многоуровневых мультимодальных транспортно-пересадочных пунктах, и оптимизировать их.

Апробация модели выполнена на примере одного из крупнейших городов России — Екатеринбурга, занимающего четвертое место в стране по численности населения. По результатам исследования сделаны содержательные выводы и даны конкретные рекомендации. Развитие модели может осуществляться за счет дополнительного учета изменения параметров входящего потока и размера мультязаявок, интенсивности обслуживания в зависимости от времени суток, возможности выхода из строя одного или нескольких каналов обслуживания и т. д.

Работа частично поддержана РФФИ, проекты 14-07-00222, 13-06-00653.

Литература

1. Журавская М. А. «Зеленая логистика» — стратегия успеха в развитии современного транспорта // Вестник УрГУПС. 2015. № 1 (25). С. 38–48. ISSN 2079-0392.
2. Вакуленко С. П., Евреенова Н. Ю. Планировочная структура транспортно-пересадочных узлов // Мир транспорта. 2012. № 5. С. 100–104. ISSN 1992-3252.
3. Костиков С. Транспорт Копенгагена // ProТранспорт: пассажирский транспорт (спецвыпуск). 2014. Май. С. 46–49.
4. Vassilakou M. Public transport as the backbone of Vienna's urban development // Eurotransport. 2014. Is. 4. P. 25–27.
5. Rak G., Lep M. Model of traffic access mode and railway station choice of suburban railway system in Slovenia // Transport problems. 2014. Vol. 9. Is. 4. P. 15–26.
6. Журавская М. А., Казаков А. Л., Парсюрова П. А. О размещении остановочных пунктов при осуществлении мультимодальных пассажирских перевозок // Транспорт Урала. 2012. № 4 (35). С. 50–53. ISSN 1815-9400.

References

1. Zhuravskaya M. A. «Zelenaya logistika» — strategiya uspekha v razvitii sovremennogo transporta [«Green logistics» — a strategy for success in the development of modern transport industry] // Herald of USURT. 2015. № 1 (25). P. 38–48. ISSN 2079-0392.
2. Vakulenko S. P., Evreenova N. Yu. Planirovochnaya struktura transportno-peresadochnykh uzlov [Planning structure of transport hubs] // Mir transporta. 2012. № 5. P. 100–104. ISSN 1992-3252.
3. Kostikov S. Transport Kopenhagena [Copenhagen Transport] // ProTransport: passazhirskiy transport (spetsvypusk). 2014. May. P. 46–49.
4. Vassilakou M. Public transport as the backbone of Vienna's urban development // Eurotransport. 2014. Is. 4. P. 25–27.
5. Rak G., Lep M. Model of traffic access mode and railway station choice of suburban railway system in Slovenia // Transport problems. 2014. Vol. 9. Is. 4. P. 15–26.
6. Zhuravskaya M. A., Kazakov A. L., Parsyurova P. A. O razmeschenii ostanovochnykh punktov pri osuschestvlenii multimodalnykh passazhirskikh perevozok [On placement of stopping points during multimodal passenger traffic] // Transport of the Urals. 2012. № 4 (35). P. 50–53. ISSN 1815-9400.

7. Вакуленко С. П., Доенин В. В., Евреенова Н. Ю. Моделирование пассажиропотоков в ТПУ // Мир транспорта. 2014. № 4. С. 124–131. ISSN 1992-3252.
8. Климов Г. П. Теория массового обслуживания. М. : Изд. МГУ, 2011. 312 с.
9. Казаков А. Л., Маслов А. М. Построение имитационной модели входящего на грузовую станцию вагонотока // Транспорт Урала. 2009. № 2 (21). С. 17–21. ISSN 1815-9400.
10. Тимофеева Г. А., Завалищин Д. С. Математическая модель регулируемого перекрестка // Транспорт Урала. 2008. № 2 (17). С. 92–97. ISSN 1815-9400.
11. Kerner B. S. Introduction to Modern Traffic Flow Theory and Control. Berlin : Springer, 2009. 265 p.
12. Lucantoni D. M. New results on single server queue with a batch Markovian arrival process // Stochastic Models. 1991. Vol. 7. P. 1–46.

7. Vakulenko S. P., Doenin V. V., Evreenova N. Yu. Modelirovanie passazhiropotokov v TPU [Modeling passenger traffic flows in transport hubs] // Mir transporta. 2014. № 4. P. 124–131. ISSN 1992-3252.
8. Klimov G. P. Teoriya massovogo obsluzhivaniya [Queueing theory]. M. : Izd. MGU, 2011. 312 p.
9. Kazakov A. L., Maslov A. M. Postroenie imitatsionnoy modeli vkhodyaschego na gruzovuyu stantsiyu vagonopotoka [The simulation model construction of the car traffic volume coming to the freight station] // Transport of the Urals. 2009. № 2 (21). P. 17–21. ISSN 1815-9400.
10. Timofeeva G. A., Zavalishin D. S. Matematicheskaya model reguliruemogo perekrestka [Mathematical model of a controlled intersection] // Transport of the Urals. 2008. № 2 (17). P. 92–97. ISSN 1815-9400.
11. Kerner B. S. Introduction to Modern Traffic Flow Theory and Control. Berlin : Springer, 2009. 265 p.
12. Lucantoni D. M. New results on single server queue with a batch Markovian arrival process // Stochastic Models. 1991. Vol. 7. P. 1–46.

УДК 656.212.2.073.21

Елена Николаевна Тимухина, доктор технических наук, профессор, заведующая кафедрой «Управление эксплуатационной работой» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Андрей Александрович Гордиенко, ассистент кафедры «Станции, узлы и грузовая работа» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОСЛЕДСТВИЙ ОТ ОТЦЕПОК ВАГОНОВ ДЛЯ УСТРАНЕНИЯ КОММЕРЧЕСКИХ НЕИСПРАВНОСТЕЙ

Elena Nikolayevna Timukhina, DSc in Engineering, Professor, Head of Department of Operations Management, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Andrey Alexandrovich Gordienko, Assistant Lecturer, Department of Stations, Junctions and Freight Work, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Study of process and economic effects of car uncoupling for elimination of commercial faults

Аннотация

В статье изложены результаты исследований технологических и экономических последствий ОАО «РЖД» от отцепок вагонов с коммерческими неисправностями, перевозящих грузы на колесном ходу. Рассмотрена технология работы с вагонами, требующими отцепок из-за коммерческих неисправностей, в каждом парке сортировочной станции. Оценено влияние сокращения отцепок вагонов с грузами на колесном ходу для устранения коммерческих неисправностей на финансовые затраты ОАО «РЖД».

Ключевые слова: коммерческая неисправность, грузы на колесном ходу, сортировочная станция, отцепка вагона, технологическое последствие, экономическое последствие, подача вагона, простой, технология работы.

Summary

The article describes the studies of the process and economic impacts of uncoupling of wheeled freight cars with commercial faults for JSC Russian Railways. The procedure for handling cars requiring uncoupling due to commercial faults in each railway yard has been analyzed. The effect of reduced uncoupling of wheeled freight cars to remove commercial faults on financial costs of JSC Russian Railways has been evaluated.

Keywords: commercial fault, loads on wheels, railway yard, car uncoupling, process consequence, economic consequence, car delivery, downtime, work method.

В [1, 2] показано, что исходя из сложившейся ситуации с обеспечением безопасности перевозки грузов и анализа причин отцепок вагонов на пунктах коммерческого осмотра (далее — ПКО) наиболее актуально исследование коммерческих неисправностей вагонов с колесной техникой.

Коммерческие неисправности вагонов с грузами, в том числе с грузами на колесном ходу, неблагоприятно сказываются на безопасности перевозочного процесса и технологических параметрах станций [1], а также повышают затраты ОАО «РЖД» на их устранение.

В [1] отмечены основные технологические последствия коммерческих неисправностей вагонов с грузами, в том числе с грузами на колесном ходу: увеличение простоев вагонов на станциях, снижение перерабатывающей способности станций, несоблюдение сроков доставки.

Рассмотрим технологию работы сортировочной станции при обнаружении вагонов с коммерческими неисправностями, требующих отцепок.

Коммерческий осмотр поездов и вагонов на сортировочных станциях производится, как правило, параллельно с техническим осмотром. В результате выявляются коммерческие неисправности, причем для устранения некоторых из них не требуются отцепки вагонов от поезда в течение технологического времени его обработки в парках станции [3]. Но в большинстве случаев нарушения креплений грузов невозможно устранить без отцепок вагонов в пункты исправления коммерческих неисправностей (ПИКН).

В соответствии с п. 23 приказа МПС от 18.06.03 № 38 [4] при нарушении крепления груза по вине перевозчика исправление производится его силами и средствами. В остальных случаях — сопровождающим груз или грузоотправителем.

На примере одной из крупных сортировочных станций сети рассмотрим технологию работы с вагонами, требующими

отцепок вследствие коммерческих неисправностей, в каждом парке сортировочной станции.

Вагоны с коммерческими неисправностями, требующие отцепок, обнаружены в парке прибытия сортировочной станции. В парке прибытия технология коммерческого осмотра вагонов в поездах, прибывающих на станцию с переработкой, включает:

осмотр состава в процессе движения приемщиками поездов с использованием Автоматизированной системы коммерческого осмотра поездов и вагонов (далее — АСКО ПВ);

осмотр состава приемщиками поездов одновременно с обеих сторон.

Время на операции, связанные с коммерческим осмотром, с момента закрепления состава (предъявления к осмотру), как правило, не превышает 30 мин.

Технология работы станции при обнаружении в парке прибытия коммерческих неисправностей, не требующих для их устранения отцепок вагонов, приведена на рис. 1.

Общее технологическое время на устранение коммерческих неисправностей в парке прибытия составляет 35 мин.

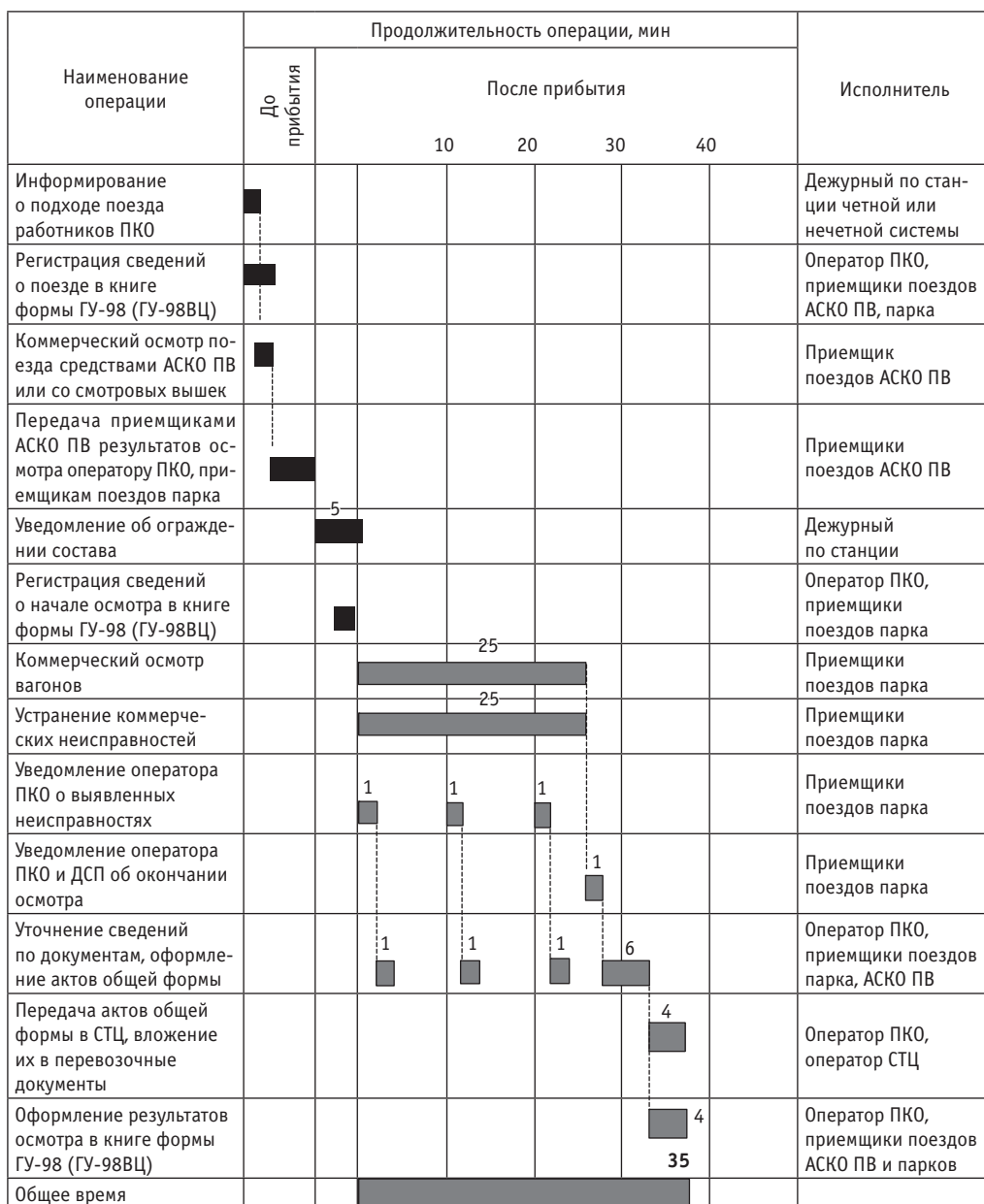


Рис. 1. Технология работы станции при обнаружении в парке прибытия коммерческих неисправностей, не требующих для их устранения отцепок вагонов

Технология работы рассмотренной сортировочной станции (см. рис. 1) предполагает несколько вариантов подачи вагонов для устранения коммерческих неисправностей на ПИКН из парка прибытия.

1. Отцепка производится горочным локомотивом с непосредственной подачей из парка прибытия (ЧПП) на ПИКН (рис. 2).

Наиболее занятые элементы парка прибытия — стрелки 82, 84, 94, 96, 98, 114, 118 (рис. 3). Подача производится по 7-му соединительному пути, при этом возможны задержки по подаче вагонов на горку.

Максимальное время на подачу вагонов для данного варианта составляет не более 20 мин.

2. В зависимости от вида коммерческой неисправности вагоны распускают с горки либо осаживают на пути парка формирования (рис. 4).

Распуск или осаживание производится, как правило, на 6-й путь четного парка формирования — ЧПФ (рис. 5), специализированный для накопления угловой передачи, а если он занят — на любой свободный путь 1-го района ЧПФ (1–6-й пути ЧПФ).

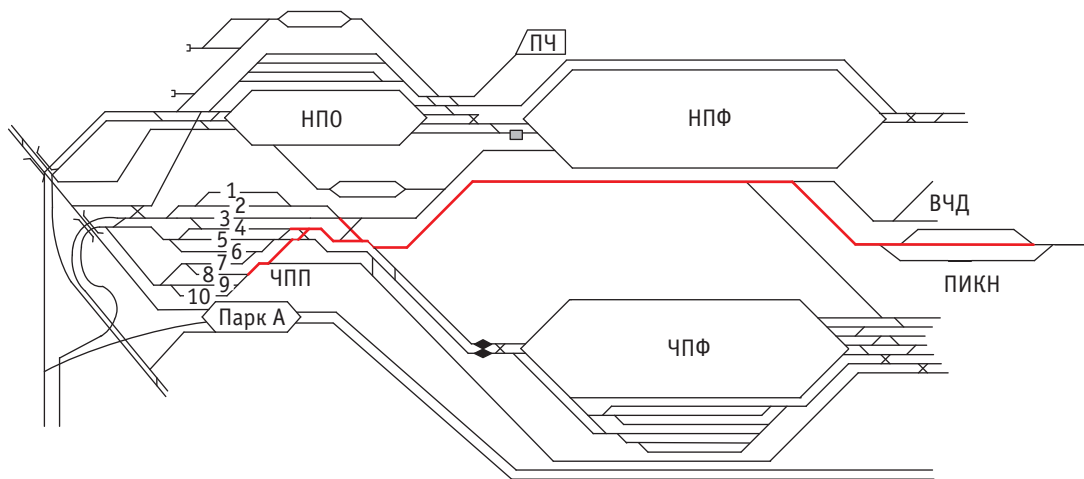


Рис. 2. Маршрут подачи вагонов с коммерческими неисправностями из парка прибытия (ЧПП) на ПИКН

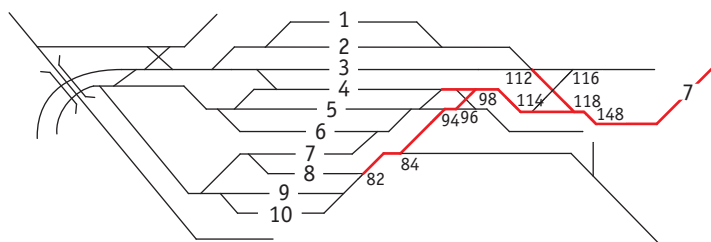


Рис. 3. Элементы парка прибытия, занятые при подаче вагонов с коммерческими неисправностями из парка прибытия на ПИКН

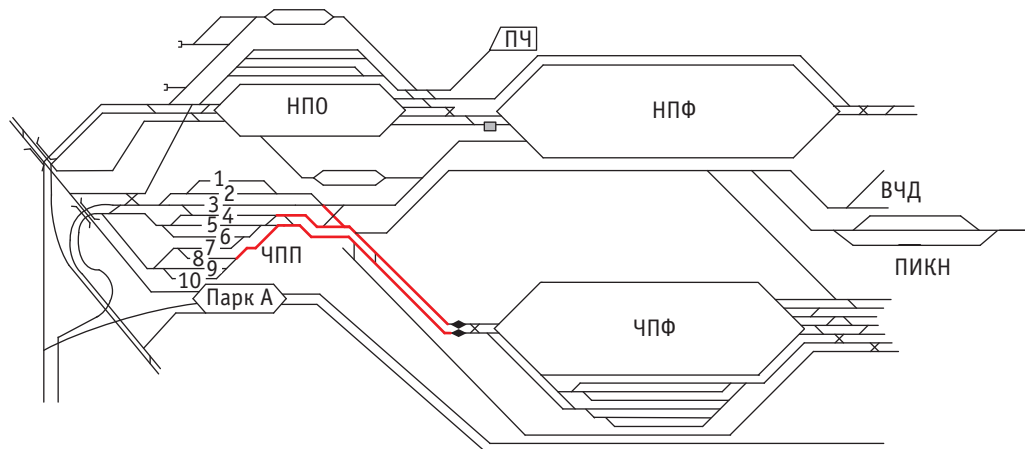


Рис. 4. Маршрут пропуска через сортировочную горку вагонов с коммерческими неисправностями

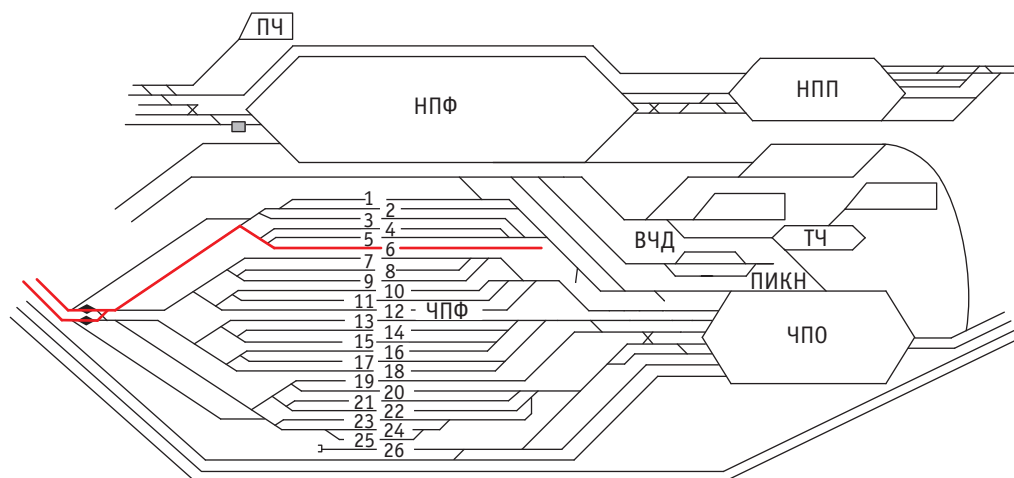


Рис. 5. Маршрут подачи вагонов с коммерческими неисправностями из парка прибытия в парк формирования через сортировочную горку

Роспуск, осаживание производятся по 1-му или 2-му пути надвига горочным локомотивом в зависимости от того, на каком пути в парке прибытия обнаружена коммерческая неисправность, и от свободности путей парка формирования.

В данном случае заняты практически те же элементы парка прибытия, что и в первом варианте (рис. 6).

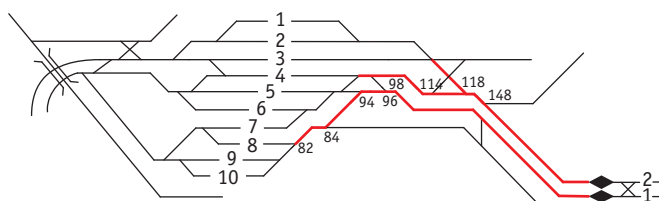


Рис. 6. Элементы парка прибытия, занятые при пропуске вагонов с коммерческими неисправностями на ПИКН через сортировочную горку

Максимальное время на осаживание вагонов с коммерческими неисправностями на пути ЧПФ для данного варианта составляет не более 20 мин.

Вагоны с коммерческими неисправностями, требующие отцепок, обнаружены в парке формирования сортировочной станции.

Рассмотрим наиболее распространенный вариант, когда коммерчески неисправные вагоны находятся на 6-м пути ЧПФ.

При подаче вагонов с 6-го пути на ПИКН занятыми оказываются стрелки 248, 270, 314, 322, 320, 274, 131, 153 (рис. 7). Маршрут подачи с 6-го пути, так же как и с 1–5-го путей, будет наиболее предпочтительным, поскольку при этом минимальны задержки в горловине.

Однако чаще всего коммерческие неисправности возникают вследствие роспуска вагонов с сортировочной горки, поэтому теоретически вагоны могут попасть на любой путь парка формирования, соответственно может возникнуть необходимость их отцепки с подачей на ПИКН.

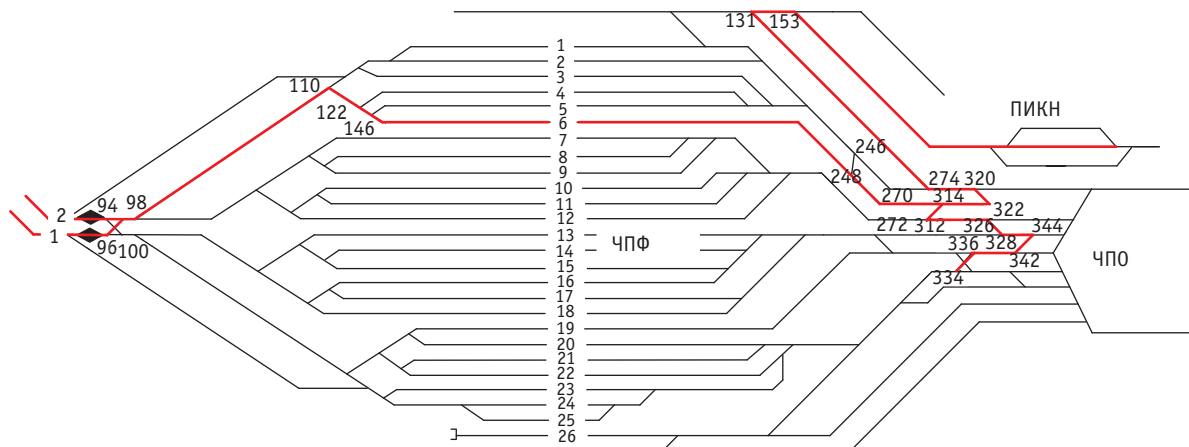


Рис. 7. Элементы парка формирования, занятые при подаче вагонов с коммерческими неисправностями на ПИКН

Наиболее неблагоприятна подача вагонов на ПИКН с нижних путей сортировочного парка (пути 19–25-й), при которой блокируется вся горловина (заняты стрелки 334, 336, 342, 344, 328, 326, 312, 314, 322, 320, 274, 131, 153) (см. рис. 7).

Максимальное время на подачу вагонов с ближних путей парка формирования на ПИКН составляет порядка 30, с дальних — 40 мин.

Вагоны с коммерческими неисправностями, требующие отцепок, обнаружены в парке отправления сортировочной станции. Технология коммерческого осмотра вагонов в поездах своего формирования в парке отправления аналогична технологии в парке прибытия и включает:

осмотр состава в процессе движения приемщиками поездов с использованием АСКО ПВ;

осмотр состава приемщиками поездов одновременно с обеих сторон.

Время на операции, связанные с коммерческим осмотром, в том числе на устранение коммерческих неисправностей, с момента закрепления состава (предъявления к осмотру), как правило, не превышает 45 мин для поездов своего формирования.

Технология работы станции при обнаружении в парке отправления коммерческих неисправностей, не требующих для их устранения отцепок вагонов, приведена на рис. 8.

Вагоны с коммерческими неисправностями, требующие отцепок на ПИКН, могут быть обнаружены на любом из путей четного парка отправления — ЧПО (пути 1–9-й, рис. 9).

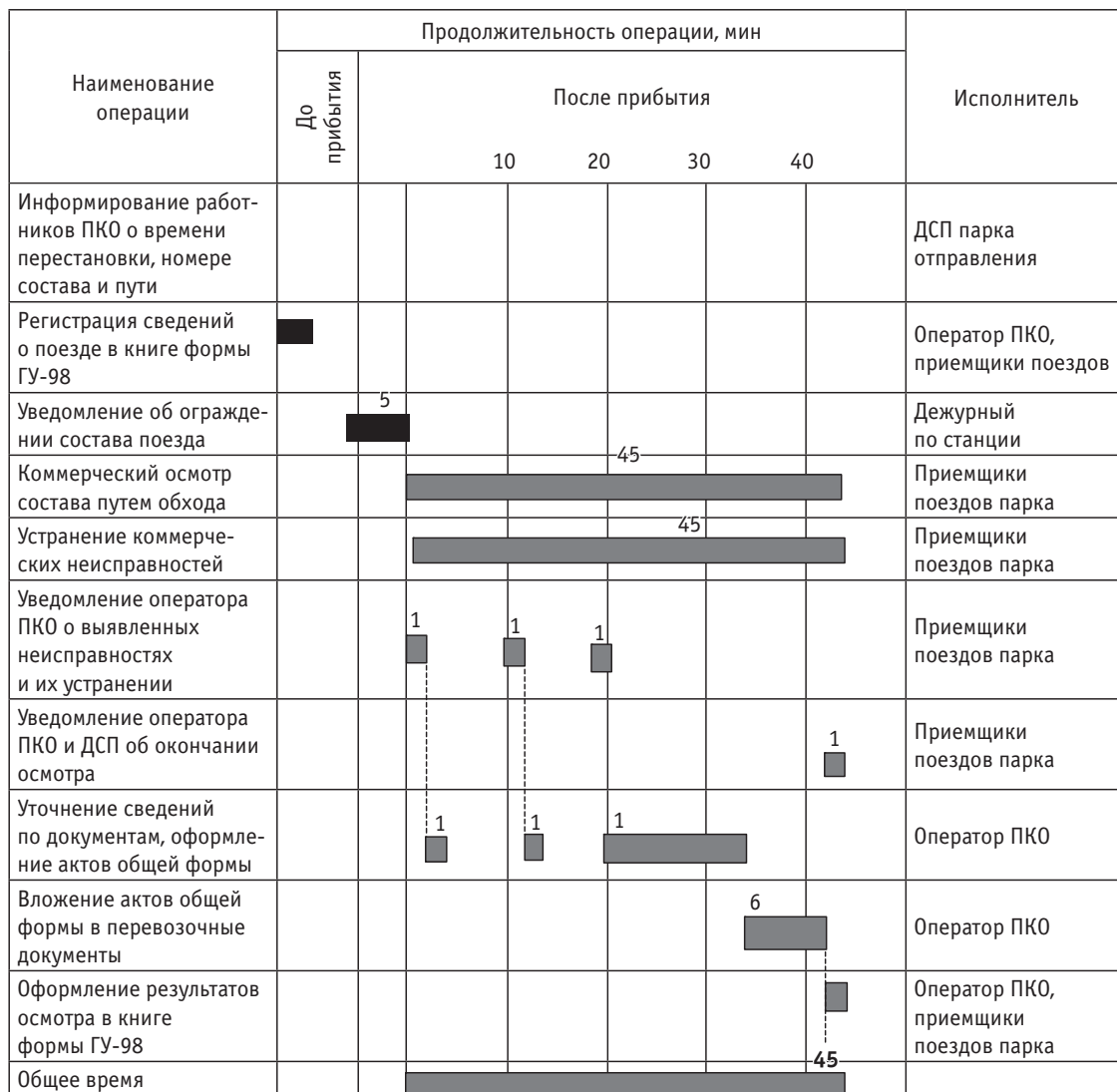


Рис. 8. Технология работы при обнаружении коммерческих неисправностей, не требующих отцепок вагонов для их устранения, в поездах своего формирования в парке отправления сортировочной станции

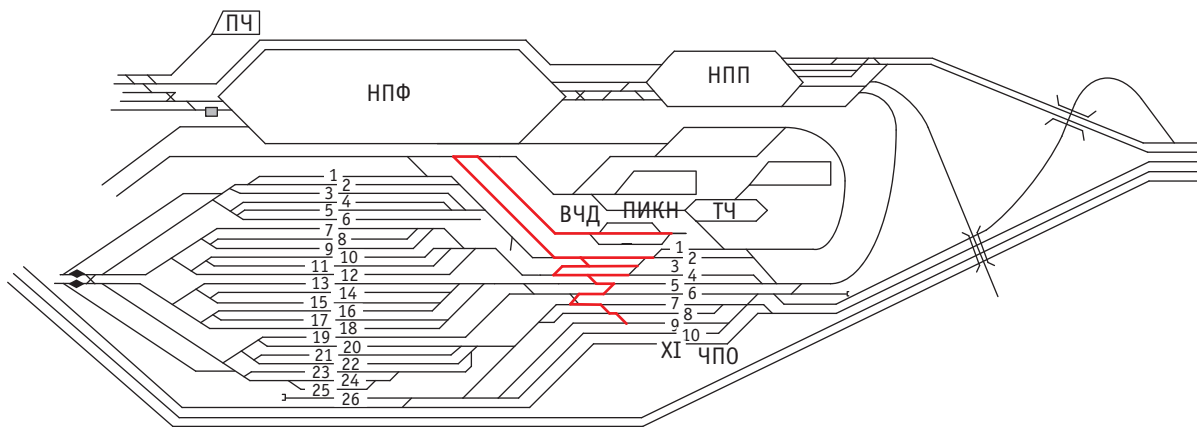


Рис. 9. Схема передвижений в горловине парка отправления при подаче вагонов на ПИКН

Подача на ПИКН из парка отправления ЧПО производится свободным маневровым локомотивом, работающим в отправление. Наименьшая враждебность в горловине, а также минимальные межоперационные задержки возникают при подаче вагонов с 1-го или 2-го пути парка отправления ЧПО. При этом заняты стрелки 358, 356, 320, 274, 131, 153 (рис. 10).

Наиболее неблагоприятный вариант — подача вагонов на ПИКН с нижних путей парка отправления (пути 6–9-й ЧПО), при которой блокируется вся горловина (заняты стрелки 348, 346, 340, 338, 334, 336, 342, 344, 328, 326, 312, 314, 320, 274, 131, 153) (см. рис. 10).

Максимальное время на подачу вагонов с верхних путей парка отправления на ПИКН составляет 15, с нижних — 25 мин.

Таким образом, наименьшие технологические потери на рассмотренной сортировочной станции будут возникать при подаче неисправных в коммерческом отношении вагонов с 1–3-го путей парка прибытия, 1–6-го путей парка формирования и 1–3-го путей парка отправления, т.е. с пучков парков, расположенных по одну сторону с ПИКН. Существующая технология роспу-

ска и осаживания вагонов с коммерческими неисправностями на 6-й путь парка формирования наиболее предпочтительна, так как обеспечивает наименьшую загрузку выходной горловины парка формирования, а также минимальную враждебность.

Для снижения технологических рисков от отцепок вагонов с коммерческими неисправностями, загруженными колесной техникой, необходимо предусмотреть на станциях индивидуальные требования к роспуску таких вагонов, а также рекомендовать персоналу станций уделять вагонам с грузами на колесном ходу особое внимание.

В качестве альтернативного способа работы с вагонами, загруженными колесной техникой, позволяющего снизить технологические и финансовые потери, предлагается осаживание через горку на пути парка формирования маневровым локомотивом, работающим в подгорочном парке. Несмотря на дополнительную загрузку маневровых локомотивов, это поможет гарантировать соблюдение установленной скорости соударения о стоящие вагоны и тем самым предотвратить потенциальные отцепки из-за коммерческих неисправностей.

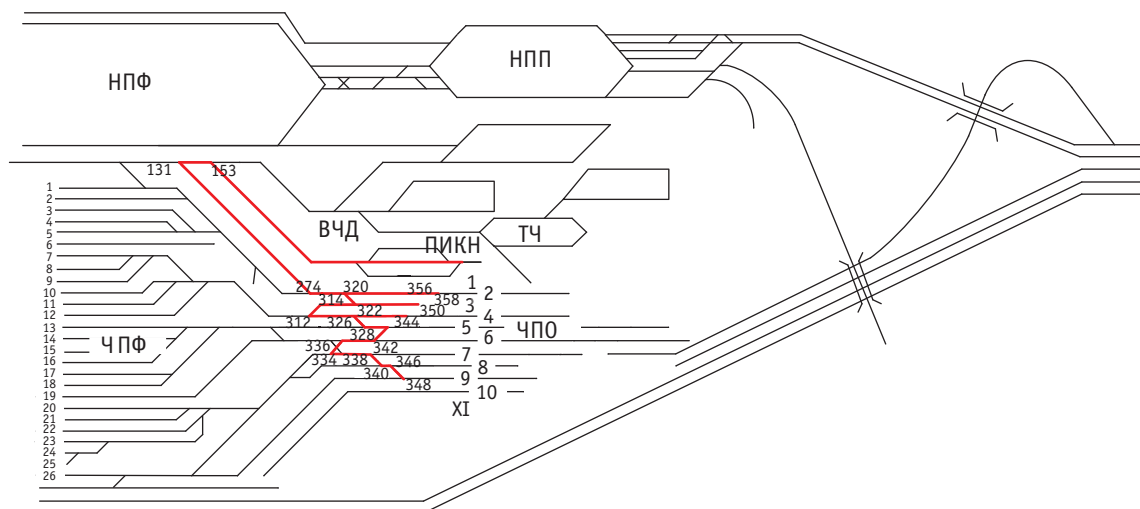


Рис. 10. Элементы горловины парка отправления, занятые при подаче вагонов в ПИКН

Как отмечено в [1, 5, 6], одно из эффективных мероприятий по снижению коммерческих неисправностей вагонов с грузами на колесном ходу — совершенствование методики по обоснованию креплений этих грузов с учетом их свойств и условий перевозки. Согласно экспертной оценке, внедрение такой методики позволяет на 30–50% сократить количество отцепок вследствие коммерческих неисправностей [6].

Чтобы определить, как влияет это сокращение на финансовые затраты ОАО «РЖД», необходимо построить модель оценки экономических последствий (рис. 11).



Рис. 11. Модель оценки экономических последствий ОАО «РЖД» от отцепок вагонов с грузами на колесном ходу для устранения коммерческих неисправностей

Для расчета в качестве примера выбрана крупная сортировочная станция сети и рассмотрен самый распространенный вариант подачи вагонов с коммерческими неисправностями на ПИКН — из парка формирования. Исходные данные с использованием некоторых обозначений из [7] приведены в табл. 1.

В расчете будем использовать расходные ставки, приведенные в табл. 2.

Величина провозной платы принята как ее среднее значение для грузов на колесном ходу, полученное из выборки, сформированной с использованием баз данных ОАО «РЖД».

В расчетах также будем использовать анализ соблюдения сроков нахождения вагонов с автомобилями под устранением коммерческих неисправностей [1], согласно которому лишь 75% вагонов простаивают без превышения нормативного срока (2 сут), 17% — с превышением нормативного срока от 2 до 5 сут, 5% — с превышением нормативного срока от 5 до 10 сут, 3% — с превышением нормативного срока более 10 сут.

На основе данных табл. 1 и 2 определим средние годовые экономические последствия ОАО «РЖД» от отцепок коммерчески неисправных вагонов с грузами на колесном ходу, учитывая, что в 2014 г. был отцеплен $n = 2681$ вагон (табл. 3).

Таблица 1

Исходные данные для построения модели

Показатель	Средняя величина
Количество вагонов в подаче m , ваг	1
Количество локомотивов для подачи $M_{ман}$ лок	1
Маневровые локомотиво-часы $T_{ман}$ лок-ч	0,5
Вагоно-часы простоя до подачи на ПИКН $E_{вч}$ ваг-ч	6,5
Вагоно-часы простоя до момента прицепки вагона в поезд своего формирования $E_{вч1}$ ваг-ч	6,5
Время работы козлового крана для устранения коммерческой неисправности $t_{кр}$ ч	0,5
Время работы приемосдатчиков по устранению коммерческой неисправности $t_{псд}$ ч	2
Нормативное время устранения коммерческих неисправностей на ПИКН (2 сут) $t_{кн1}$ ч	48
Сверхнормативное время устранения коммерческих неисправностей на ПИКН (от 2 до 5 сут) $t_{кн1*}$ ч	84
Сверхнормативное время устранения коммерческих неисправностей на ПИКН (от 5 до 10 сут) $t_{кн2}$ ч	180
Сверхнормативное время устранения коммерческих неисправностей на ПИКН (более 10 сут) $t_{кн3}$ ч	240
Число приемосдатчиков на ПИКН, занятых на исправлении коммерческой неисправности, $m_{псд}$	2
Количество козловых кранов на ПИКН, занятых на исправлении коммерческой неисправности, $n_{кр}$	1
Число машинистов козлового крана, занятых на исправлении коммерческой неисправности, $m_{кр}$	1

Таблица 2

Расходные ставки для построения модели

Расходная ставка	Значение
Стоимость маневрового локомотиво-часа (тепловозная тяга) $e_{лч}$, руб./лок-ч	1604
Ставка за занятие инфраструктуры $e_{вч}$, руб./ваг-ч	9,58
Стоимость реквизита крепления для исправления коммерческих неисправностей $e_{рекв}$, руб./ваг	3000
Ставка оплаты труда приемосдатчика на ПИКН $e_{псд}$, руб./ч	140
Ставка оплаты труда машиниста козлового крана на ПИКН $e_{кр}$, руб./ч	150
Стоимость 1 кВт-ч электроэнергии $e_{эл}$, руб.	3,4
Средняя провозная плата за перевозку грузов на колесном ходу $e_{пл}$, руб./ваг	49000

Таблица 3

Оценка финансовых последствий ОАО «РЖД» от отцепок коммерчески неисправных вагонов с грузами на колесном ходу

Затраты	Формула	Значение, тыс. руб./год
Затраты на маневровые передвижения	$C_{ман} = n \cdot T_{ман} \cdot M_{ман} \cdot e_{лч}$	2150
Стоимость простоя вагонов до подачи на ПИКН	$C_{вч} = n \cdot E_{вч} \cdot e_{вч}$	167
Стоимость простоя вагонов до момента прицепки вагона в поезд своего формирования после устранения коммерческих неисправностей	$C_{вч1} = n \cdot E_{вч1} \cdot e_{вч}$	167
Стоимость занятия инфраструктуры при исправлении коммерческой неисправности в течение нормативного срока (2 сут)	$C_{кн} = 0,75 \cdot n \cdot t_{кн} \cdot e_{вч}$	925
Стоимость занятия инфраструктуры при исправлении коммерческой неисправности от 2 до 5 сут	$C_{кн1} = 0,17 \cdot n \cdot t_{кн1} \cdot e_{вч}$	367
Стоимость занятия инфраструктуры при исправлении коммерческой неисправности от 5 до 10 сут	$C_{кн2} = 0,05 \cdot n \cdot t_{кн2} \cdot e_{вч}$	231
Стоимость занятия инфраструктуры при исправлении коммерческой неисправности более 10 сут	$C_{кн3} = 0,03 \cdot n \cdot t_{кн3} \cdot e_{вч}$	185
Стоимость реквизита крепления	$C_{рекв} = n \cdot e_{рекв}$	8043
Затраты на оплату труда работников, занятых на исправлении коммерческих неисправностей	$C_{раб} = n \cdot m_{пел} \cdot t_{пел} \cdot e_{пел} + n \cdot n_{кр} \cdot m_{кр} \cdot t_{кр} \cdot e_{кр}$	1702
Затраты на работу козлового крана	$C_{кр} = n \cdot t_{кр} \cdot e_{эл}$	5
Ущерб от претензий в просрочке доставки грузов 2 сут	$C_{дост} = 0,75 \cdot n \cdot t_{кн} / 24 \cdot 0,09 \cdot e_{пл}$	17735
Ущерб от претензий в просрочке доставки грузов от 2 до 5 сут	$C_{дост1} = 0,17 \cdot n \cdot t_{кн1} / 24 \cdot 0,09 \cdot e_{пл}$	7035
Ущерб от претензий в просрочке доставки грузов от 5 до 10 сут	$C_{дост2} = 0,05 \cdot n \cdot t_{кн2} / 24 \cdot 0,09 \cdot e_{пл}$	4434
Ущерб от претензий в просрочке доставки грузов более 10 сут	$C_{дост3} = 0,03 \cdot n \cdot t_{кн3} / 24 \cdot 0,09 \cdot e_{пл}$	3547
ИТОГО	$C = \sum C_i$	46692

Таким образом, как видно из табл. 3, затраты ОАО «РЖД» на исправление коммерческих неисправностей вагонов с грузами на колесном ходу в 2014 г. составили 13,941 млн руб., ущерб от претензий в просрочке доставки — 32,75 млн руб., общие экономические потери от отцепок коммерчески неисправных вагонов с грузами на колесном ходу — 46,692 млн руб.

Используя построенную модель и изменяя исходные параметры, исследуем их влияние на финансовые последствия ОАО «РЖД» от отцепок вагонов с коммерческими неисправностями.

Построим график изменения экономических потерь при снижении коммерческих неисправностей вагонов с грузами на колесном ходу на 30 и 50% [6] (рис. 12).

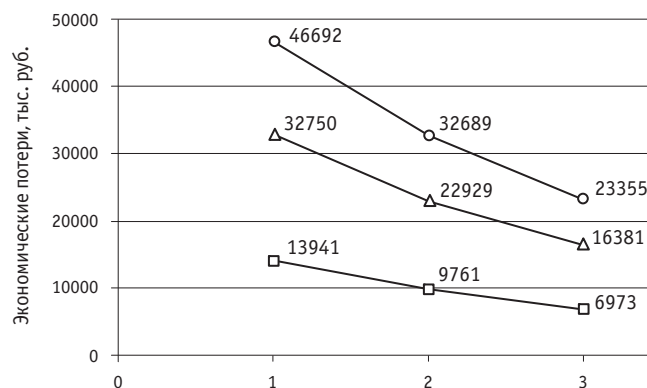


Рис. 12. Изменение экономических потерь ОАО «РЖД» при уменьшении количества коммерчески неисправных вагонов с колесной техникой:

1 (по оси абсцисс) — существующий уровень экономических последствий; 2 и 3 — уровень экономических потерь при снижении коммерческих неисправностей соответственно на 30 и 50%; —○— общие экономические потери от отцепок вагонов с коммерческими неисправностями; —□— затраты на исправление коммерческих неисправностей; —△— ущерб от нарушения сроков доставки вследствие коммерческих неисправностей вагонов с грузами на колесном ходу

Из рис. 12 следует, что при снижении коммерческих неисправностей на 30% общие годовые экономические потери сокращаются на 14 млн руб., ущерб от нарушения сроков доставки — на 9,8 млн руб., затраты на исправление коммерческих неисправностей — на 4,2 млн руб., а при снижении коммерческих неисправностей на 50% — соответственно на 23,4, 16,4 и 5,6 млн руб.

Большое влияние на сокращение экономических потерь ОАО «РЖД» от отцепок вагонов с грузами на колесном ходу оказывает снижение простоя вагонов до подачи на ПИКН для исправления коммерческих неисправностей, а также простоя до включения вагонов, вышедших в ПИКН, в поезда своего формирования (рис. 13). Эти показатели напрямую зависят от эксплуатационной обстановки на станции и от работы оперативного персонала.

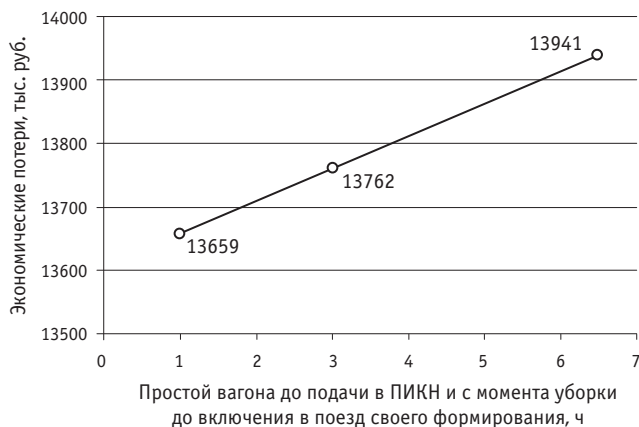


Рис. 13. Изменение экономических потерь ОАО «РЖД» при уменьшении простоев вагонов до подачи в ПИКН и после выхода из него

Как видно из рис. 13, сокращение времени простоя вагонов до подачи на ПИКН и до включения в формирующиеся поезда с 6,5 до 1 ч приводит к снижению финансовых затрат на 282 тыс. руб./год.

Еще один важный параметр, влияющий на экономические последствия от отцепок вагонов с коммерческими неисправностями, — количество вагонов, простаивающих на ПИКН сверх допустимой нормы (2 сут) [3]. Выясним, как изменятся экономические потери при уменьшении этого показателя на 30, 50, 70 и 100 % (на рис. 14 по оси абсцисс это цифры 2, 3, 4 и 5, существующий уровень обозначен цифрой 1).

Из анализа рис. 14 следует, что при уменьшении количества вагонов с грузами на колесном ходу, простаивающих на ПИКН сверх нормы, максимально снижается величина такого показателя, как ущерб от нарушения сроков доставки: в частности, на 4,8 млн руб. при 50 %-м снижении и на 9,1 млн руб. при 100 %-м.

Таким образом, в данном исследовании с экономической точки зрения доказана необходимость снижения коммерческих неисправностей вагонов с грузами, по которым наблюдается наибольшее количество отцепок. Только по вагонам с колесной техникой такое снижение позволит предотвратить затраты ОАО «РЖД» в размере от 14 до 47 млн руб./год.

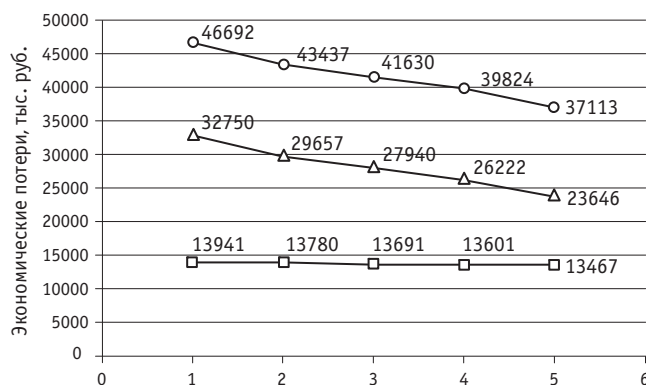


Рис. 14. Изменение экономических потерь ОАО «РЖД» при уменьшении количества вагонов с грузами на колесном ходу, простаивающих на ПИКН сверх нормы:
 ○ — общие экономические потери от отцепок вагонов с коммерческими неисправностями; □ — затраты на исправление коммерческих неисправностей; ▲ — ущерб от нарушений сроков доставки вследствие коммерческих неисправностей вагонов с грузами на колесном ходу

Литература

1. Тимухина Е. Н., Гордиенко А. А. Основные причины и технологические последствия коммерческих неисправностей вагонов с грузами на колесном ходу // Транспорт Урала. 2015. № 2 (45). С. 32–37. ISSN 1815-9400.
2. Гордиенко А. А. Перспективные способы крепления колесной техники на открытом подвижном составе // Транспорт: наука, техника, управление. 2012. № 7. С. 43–47. ISSN 0236-1914.
3. Правила коммерческого осмотра поездов и вагонов / утв. приказом МПС РФ от 29.12.95 № ЦМ-360. М., 1995. 21 с.
4. Об утверждении Правил перевозок железнодорожным транспортом грузов с сопровождением и охраной грузоотправителей, грузополучателей и перечней грузов, требующих обязательного сопровождения и охраны / утв. приказом МПС РФ от 18.06.03 № 38 [Электронный ресурс]. URL: http://doc.rzd.ru/doc/public/ru?STRUCTURE_ID=704&layer_id=5104&id=2558 (дата обращения: 25.05.2015).
5. Тимухина Е. Н. Повышение функциональной надежности железнодорожных станций при технологических сбоях: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Екатеринбург: УрГУПС, 2012. 45 с.
6. Рыков А. Л. Совершенствование работы сортировочной станции за счет уменьшения коммерческих браков из-за нарушения креплений грузов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург, 2007. 24 с.
7. Техничко-экономические расчеты в эксплуатации железных дорог (в примерах и задачах) / И. Б. Сотников, А. А. Выгнанов, Ф. С. Гоманков и др. М.: Транспорт, 1983. 254 с.

References

1. Timukhina E. N., Gordienko A. A. Osnovnye prichiny i tekhnologicheskie posledstviya kommercheskikh neispravnostey vagonov s gruzami na kolesnom khodu [Main causes and operational impact of commercial malfunctions of freight cars on wheels] // Transport of the Urals. 2015. № 2 (45). P. 32–37. ISSN 1815-9400.
2. Gordienko A. A. Perspektivnyye sposoby krepneniya kolesnoy tekhniki na otkrytom podvizhnom sostave [Promising new ways of fixing vehicles on open rolling stock] // Transport: nauka, tekhnika, upravlenie. 2012. № 7. P. 43–47. ISSN 0236-1914.
3. Pravila kommercheskogo osmotra poezdov i vagonov [The rules of commercial inspection of trains and cars] / utv. prikazom MPS RF ot 29.12.95 № TsM-360. M., 1995. 21 p.
4. Ob utverzhdenii Pravil perevozok zheleznodorozhnym transportom gruzov s soprovozhdeniem i okhrany gruzootpraviteley, gruzopoluchateley i perechney gruzov, trebuyuschikh obyazatel'nogo soprovozhdeniya i okhrany [Approval of the Rules of rail transport of goods with escort and protection of shippers, consignees and lists of goods requiring mandatory escort and protection] / utv. prikazom MPS RF ot 18.06.03 № 38 [Electronic resource]. URL: http://doc.rzd.ru/doc/public/ru?STRUCTURE_ID=704&layer_id=5104&id=2558 (date accessed: 25.05.2015).
5. Timukhina E. N. Povyshenie funktsional'noy nadezhnosti zheleznodorozhnykh stantsiy pri tekhnologicheskikh sboyakh : avtoref. dis. ... d-ra tekhn. nauk [Improving functional reliability of railway stations in case of process failures : Synopsis of DSc in Engineering Thesis]. Ekaterinburg : USURT, 2012. 45 p.
6. Rykov A. L. Sovershenstvovanie raboty sortirovochnoy stantsii za schet umen'sheniya kommercheskikh brakov iz-za narusheniya krepneniy gruzov : avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Improving rail yard operation efficiency by reducing commercial faults due to cargo securing defects : Synopsis of PhD in Engineering Thesis]. Ekaterinburg, 2007. 24 p.
7. Tekhniko-ekonomicheskie raschetny v ekspluatatsii zheleznnykh dorog (v primerakh i zadachakh) [Technical and economic analysis in railway operation (examples and problems)] / I. B. Sotnikov, A. A. Vygnanov, F. S. Gomanov i dr. M. : Transport, 1983. 254 p.

УДК 004.056:656.22

Александр Петрович Глухов, кандидат технических наук,
заместитель начальника департамента безопасности ОАО «РЖД», Москва

ОСОБЕННОСТИ ИНФОРМАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ СИСТЕМЫ ОРГАНИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДОВ

Alexander Petrovich Glukhov, PhD in Engineering,
Deputy Head of the Security Department of JSC Russian Railways, Moscow

Information security features of a train traffic management system

Аннотация

Рассмотрена архитектура информационной инфраструктуры ОАО «РЖД». Выполнен анализ особенностей АСУ системы организации движения поездов, а также сравнение свойств и характеристик различных систем управления, влияющих на процесс обеспечения информационной безопасности.

Ключевые слова: информационная безопасность, автоматизированная система управления технологическими процессами, система организации движения поездов.

Summary

The architecture of the information infrastructure of JSC Russian Railways is studied. Specific features of the APCS used for train traffic management system are analyzed, and comparison between features and parameters of various control systems affecting information security process is carried out.

Keywords: information security, automated process control system, train traffic management system.

Существующая архитектура информационной инфраструктуры (ИИ) ОАО «РЖД» предполагает размещение технических средств на территориально удаленных друг от друга объектах, к которым относятся:

объекты инфраструктуры железнодорожного транспорта; объекты ГВЦ ОАО «РЖД» (включая центры обработки данных);

объекты информатизации подразделений — пользователей ИТ ОАО «РЖД» (аппарат управления, филиалы, структурные подразделения, дочерние общества).

Целями создания и эксплуатации ИИ ОАО «РЖД» являются: обеспечение доступности высококачественных ИТ-сервисов для эффективного управления видами деятельности ОАО «РЖД»; повышение оперативности и достоверности процедур сбора данных о состоянии финансовых и материальных ресурсов ОАО «РЖД»;

повышение оперативности и обоснованности планирования расходов финансовых ресурсов ОАО «РЖД»;

повышение эффективности основных процессов (таких как управление перевозками; интегрированная обработка информации, формирование и ведение специализированных баз данных; взаимодействие ОАО «РЖД» с внешними организациями и физическими лицами; анализ и прогнозирование деятельности ОАО «РЖД», обоснование принятия управленческих решений);

сокращение финансовых и временных затрат на поддержку документооборота.

Общая схема информационной инфраструктуры ОАО «РЖД» представлена на рис. 1 [1].

Один из важнейших элементов информационной инфраструктуры, имеющий особую значимость, — это система организации движения поездов (далее — СОДП), под которой понимается комплекс взаимосвязанных автоматизированных систем управления движением поездов (АСУ), информационно-управляющих (ИУС) и информационных систем (ИС), решающих задачи автоматизации перевозочного процесса и обеспечения потребностей государства, юридических и физических лиц в железнодорожных перевозках.

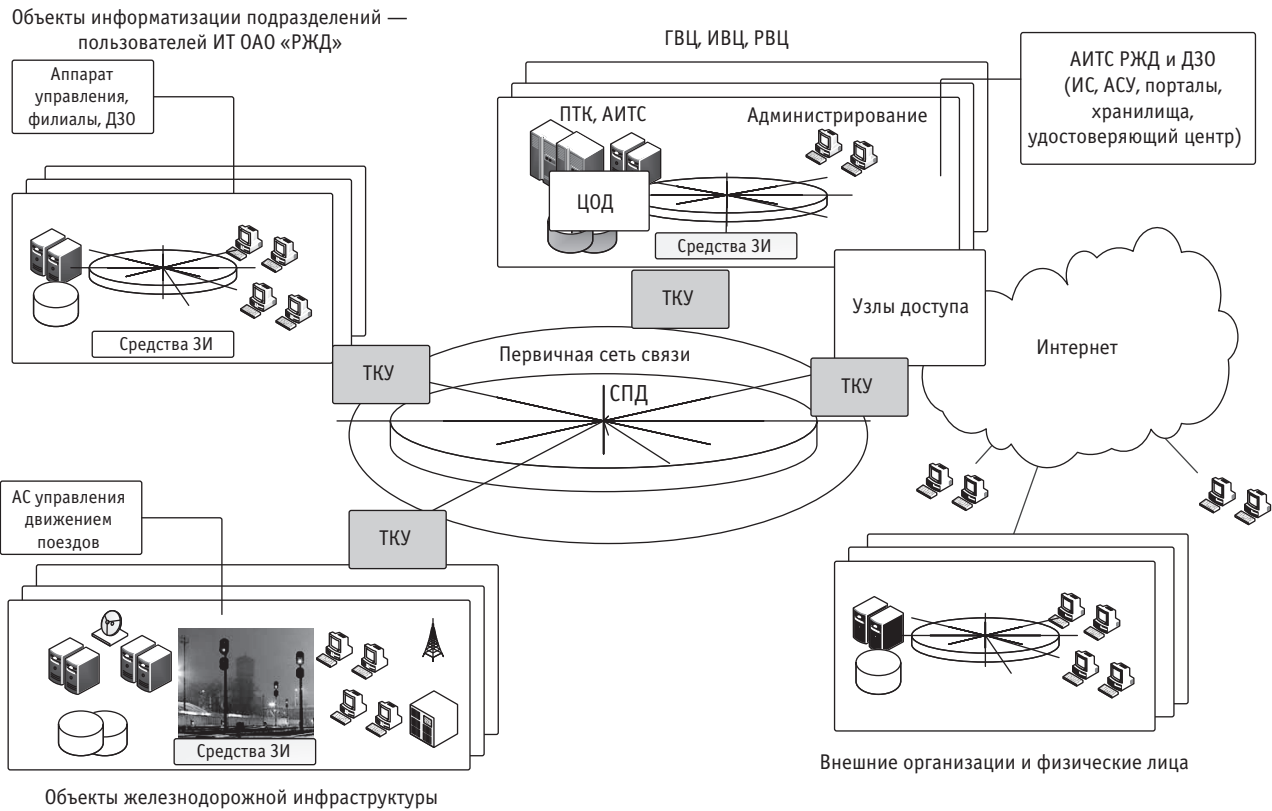


Рис. 1. Общая схема информационной инфраструктуры ОАО «РЖД»:

ПТК — программно-технический комплекс; АИТС — автоматизированная информационная телекоммуникационная система; ЗИ — защита информации; СПД — сеть передачи данных; ТКУ — телекоммуникационные каналы управления

В СОДП можно выделить следующие функциональные элементы:

информационные системы (осуществляют контроль функционирования и управление автоматическими системами и исполнительными устройствами или взаимодействуют с такими системами с целью получения необходимой информации для принятия управленческих решений);

автоматические системы (осуществляют автоматический контроль функционирования и управление подконтрольными им исполнительными устройствами);

исполнительные устройства (стрелки, светофоры и др.).

Возможность выделить в СОДП информационные, автоматические системы и исполнительные устройства показывает их схожесть со структурой АСУ, определенной приказом ФСТЭК России от 14.03.14 № 31 (далее — АСУ ТП) [2]:

«уровень операторского (диспетчерского) управления (верхний уровень);

уровень автоматического управления (средний уровень);

уровень ввода (вывода) данных исполнительных устройств (нижний (полевой) уровень)».

При этом автоматизированная система управления может включать:

«а) на уровне операторского (диспетчерского) управления: операторские (диспетчерские), инженерные автоматизированные рабочие места, промышленные серверы (SCADA-

серверы) с установленным на них общесистемным и прикладным программным обеспечением, телекоммуникационное оборудование (коммутаторы, маршрутизаторы, межсетевые экраны, иное оборудование), а также каналы связи;

б) на уровне автоматического управления:

программируемые логические контроллеры, иные технические средства с установленным программным обеспечением, получающие данные с нижнего (полевого) уровня, передающие данные на верхний уровень для принятия решения по управлению объектом и (или) процессом и формирующие управляющие команды (управляющую (командную) информацию) для исполнительных устройств, а также промышленная сеть передачи данных;

в) на уровне ввода (вывода) данных (исполнительных устройств):

датчики, исполнительные механизмы, иные аппаратные устройства с установленными в них микропрограммами и машинными контроллерами» [2].

Вследствие близости (схожести) между автоматизированными системами, входящими в СОДП и построенными прежде всего с использованием микропроцессорных систем управления, и архитектурой АСУ ТП, приведенной в приказе ФСТЭК России [2], защиту информации в СОДП целесообразно обеспечивать за счет реализации мер, определенных этим приказом, учитывая особенности СОДП.

СОДП и их составные части размещаются на различных уровнях управления перевозочным процессом в соответствии с организационной структурой ОАО «РЖД» — центральном (сетевом), дорожном, региональном и линейном. На центральном, дорожном и региональном уровнях СОДП, как правило, может быть представлена совокупностью ИС, ИУС и АСУ верхнего уровня.

Состав решаемых задач одной или несколькими СОДП определяется видом автоматизируемой деятельности и зависит от уровня управления и места размещения СОДП (рис. 2) [3].

Основные места размещения СОДП и их составных частей: на линейном уровне — отдельные пункты (например, разъезды, обгонные пункты, железнодорожные станции) и перегоны, сооружения и устройства электроснабжения и электрификации, железнодорожный подвижной состав;

на региональном уровне и выше — центры управления движением (региональный центр местной работы — ЦУМР, дорож-

ный центр управления перевозками — ДЦУП, центр управления перевозками — ЦУП).

Для организации взаимодействия различных СОДП и компонентов СОДП между собой и со смежными информационными системами используются технологические связи ОАО «РЖД»: сеть передачи данных оперативно-технологического назначения (СПД ОТН) и выделенная сеть передачи данных общетехнологического назначения (СПД ОБТН или СПД ОАО «РЖД»). Подключение узлов СОДП, размещенных в СПД ОТН, к узлам СОДП либо смежным ИС, размещенным в СПД ОАО «РЖД», осуществляется через программные (программно-аппаратные) шлюзы или специализированные узлы межсетевого взаимодействия.

Составные части СОДП, размещенные на одном объекте эксплуатации, подключаются к выделенной локальной вычислительной сети, которая может быть изолированной либо войти в состав СПД ОТН или СПД ОАО «РЖД».

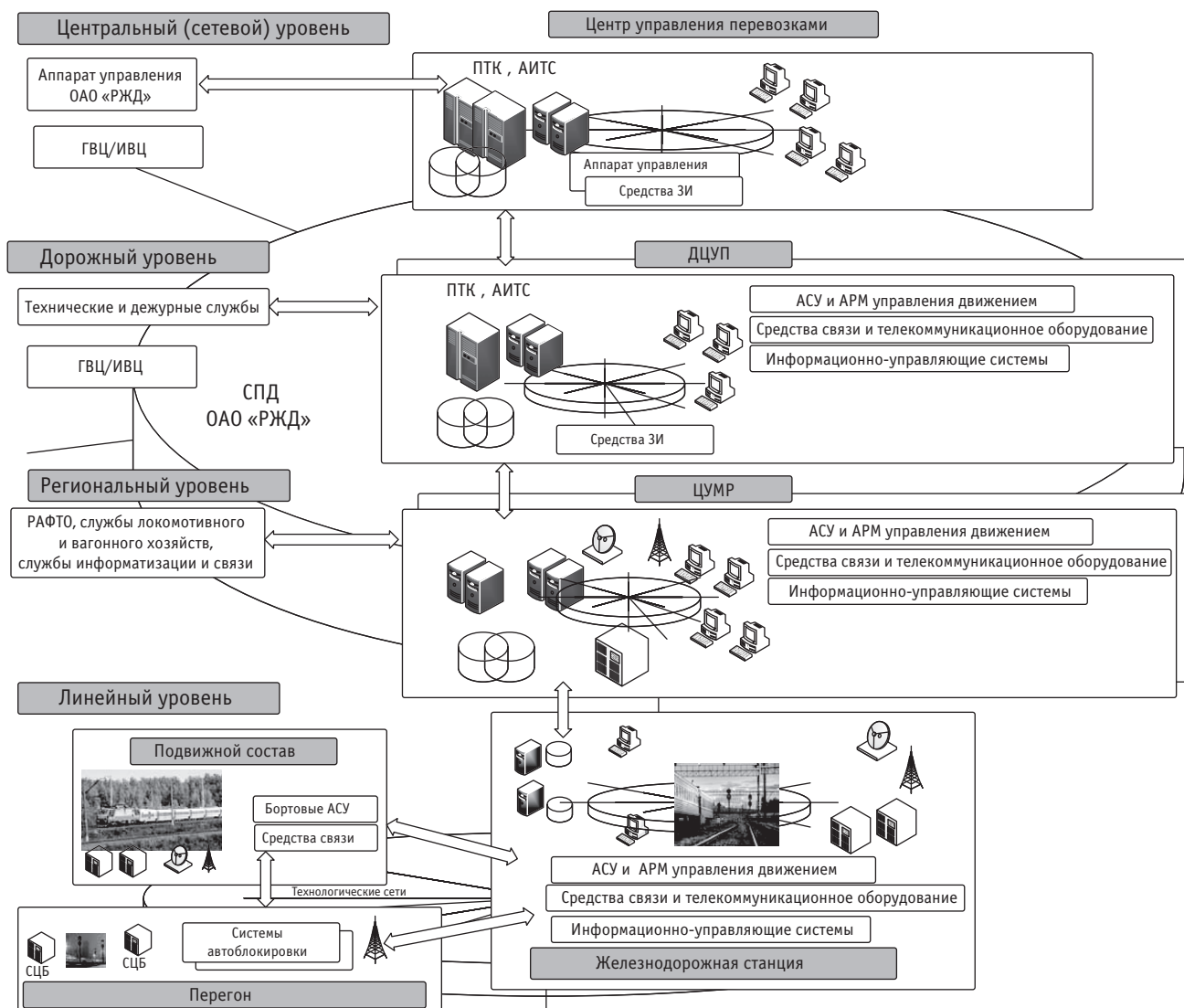


Рис. 2. Места размещения СОДП

Поддержание оперативной связи обеспечивается оперативно-технологической сетью связи (ОТС) (поездная диспетчерская связь, поездная радиосвязь, поездная межстанционная связь, энергодиспетчерская связь, связь локомотивного диспетчера, линейно-путевая связь, служебная связь электромехаников, стрелочная связь, станционная радиосвязь и т. п.) и выделенной сетью телефонной (общетехнологической) связи (ОБТС).

На каждом уровне управления перевозочным процессом (центральном, дорожном, региональном, линейном) в зависимости от назначения и выполняемых СОДП целевых функций могут располагаться ее сегменты, которые в соответствии с приказом [2] можно отнести к разным уровням АСУ ТП (табл. 1).

Таким образом, в информационной инфраструктуре ОАО «РЖД» можно выделить автоматизированные системы управления предприятием (АСУП) и автоматизированные системы управления технологическим процессом (АСУ ТП), к которым относятся автоматизированные системы из состава СОДП.

Под АСУП понимаются традиционные корпоративные информационные системы (КИС), т.е. автоматизация процессов управления организационными системами, и содержание автоматизации в данном случае состоит фактически в поддержке электронного документооборота, управления финансами, трудовыми ресурсами, продажи услуг и т.д. К таким системам относятся, например, ЕК АСУТР, ЕК АСУФР, ЭТРАН, Экспресс-3, ЕАСД и т.п.

Во втором случае предполагается, что воздействиями на объекты управления являются сигналы на исполнительные механизмы — рули, приводы, двигатели и т.д. К АСУ ТП относятся, например, различные системы железнодорожной автоматики, построенные на базе микропроцессорных систем управления (далее — АСУ ТП СОДП).

В настоящее время в ОАО «РЖД» накоплен большой опыт создания систем защиты информации АСУП. Однако особенности функционирования, построения и архитектуры автоматизированных систем, входящих в состав СОДП (АСУ ТП), определяют особенности обеспечения их информационной безопасности

и построения систем защиты информации. Проанализируем эти особенности с учетом взаимодействия АСУП и АСУ ТП.

Разработанная структурно-функциональная схема взаимодействия АСУП, АСУ ТП и их элементов приведена на рис. 3.

Информационную инфраструктуру ОАО «РЖД» необходимо рассматривать в комплексе взаимодействия двух систем — АСУ ТП СОДП и АСУП. Чаще всего оно осуществляется с использованием протоколов ТСР/IP и в большинстве случаев имеет доступ к сетям общего пользования. Внутри АСУ ТП СОДП взаимодействие между элементами может осуществляться на базе небезопасных специализированных протоколов управления технологическим процессом — Modbus ТСР, DNP3, СIP и др.

В настоящее время становление направления, связанного с исследованием безопасности АСУ ТП, сдерживается из-за отсутствия единого представления о существе понятия информационной безопасности этих систем, имеющих более высокие уровни риска по сравнению с АСУП, вплоть до нарушения работоспособности системы, выброса вредных веществ, техногенных катастроф и человеческих жертв. Поэтому, помимо обеспечения традиционной безопасности (конфиденциальности, целостности и доступности) информации, для АСУ ТП в первую очередь ставится вопрос о безопасности самого технологического процесса.

На рис. 4 [4] показана декомпозиция свойств безопасности АСУ ТП применительно к критически важным объектам, такими в ОАО «РЖД» являются в соответствии с приказом [2] объекты, безопасность которых обеспечивается согласно законодательству РФ о транспортной безопасности. Как видно из рис. 4, безопасность (или технологическая защищенность) влияет на элементарные свойства технологического процесса (ТП) и системы управления им — наблюдаемость, управляемость, идентифицируемость. Эти элементарные свойства подробно исследуются в теории систем и управления [5]. Поэтому результатом (или целью) защиты технологического процесса является обеспечение требований его управляемости, наблюдаемости и идентифицируемости.

Таблица 1

Соотнесение структуры АСУ СОДП и структуры АСУ ТП в соответствии с приказом ФСТЭК России от 14.03.14 № 31 [2]

Уровень АСУ ТП	Уровень управления перевозочным процессом СОДП	Место размещения СОДП	Состав СОДП
Уровень операторского (диспетчерского) управления	Центральный Дорожный Региональный	1. ЦУП, ДЦУП, ЦУМР, станция	1. АРМы диспетчеров 2. АРМы мониторинга и управления СОДП 3. Серверы мониторинга и управления СОДП 4. Серверы интеграции СОДП и смежных ИС 5. Телекоммуникационное оборудование
Уровень автоматического управления	Региональный Линейный	1. ЦУМР 2. Раздельные пункты и перегоны 3. Сооружения электроснабжения и электрификации 4. Железнодорожный подвижной состав	1. АРМы диспетчеров 2. АРМы мониторинга и управления СОДП 3. Серверы мониторинга и управления СОДП 4. Серверы интеграции СОДП и смежных ИС 5. Телекоммуникационное оборудование
Уровень ввода (вывода) данных исполнительных устройств	Линейный	1. Раздельные пункты и перегоны 2. Сооружения электроснабжения и электрификации 3. Железнодорожный подвижной состав	1. Микропроцессорные системы железнодорожной автоматики и телемеханики 2. Системы технической диагностики и мониторинга 3. Устройства электроснабжения и электрификации

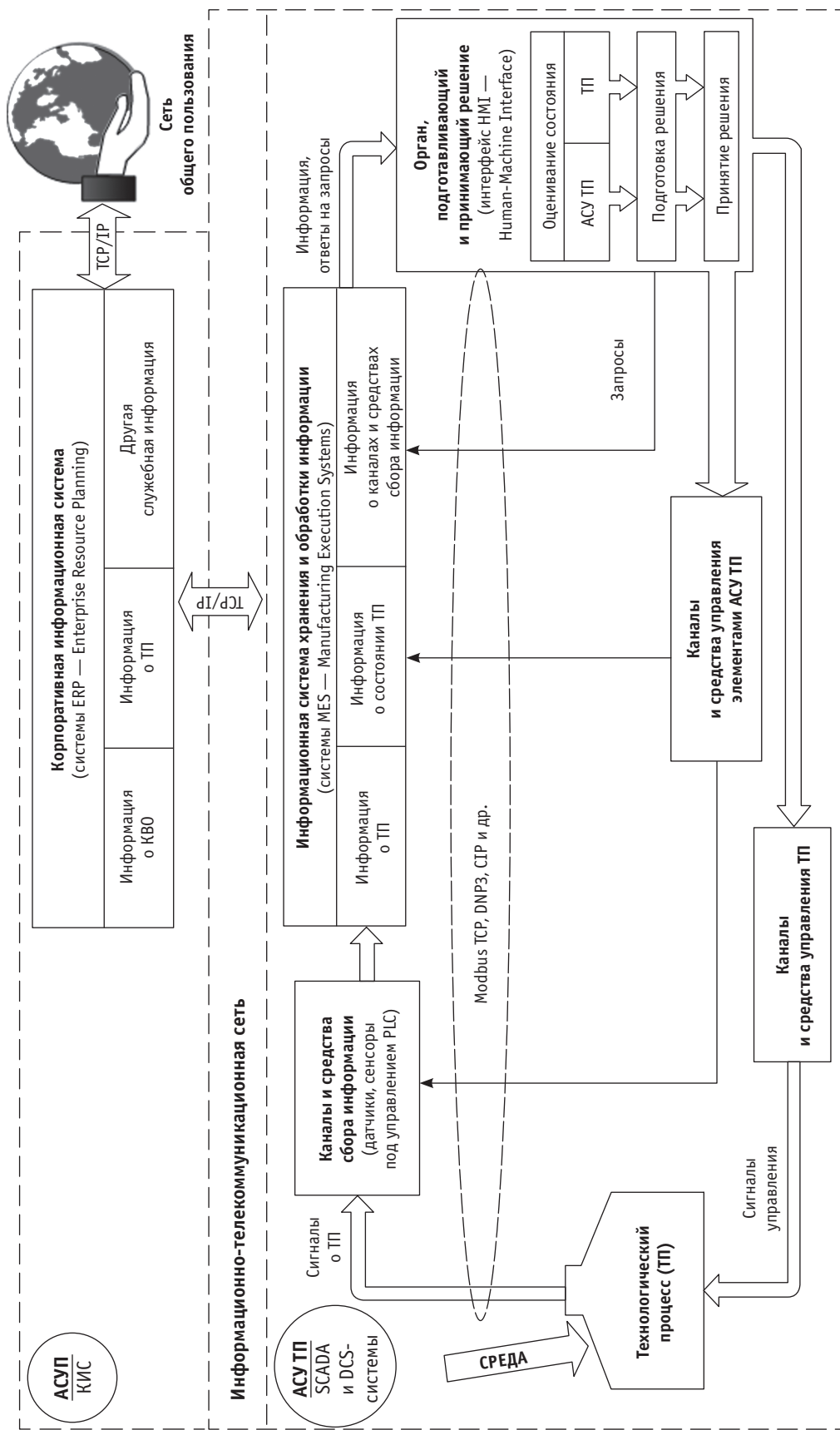


Рис. 3. Структурно-функциональная схема взаимодействия элементов информационной инфраструктуры

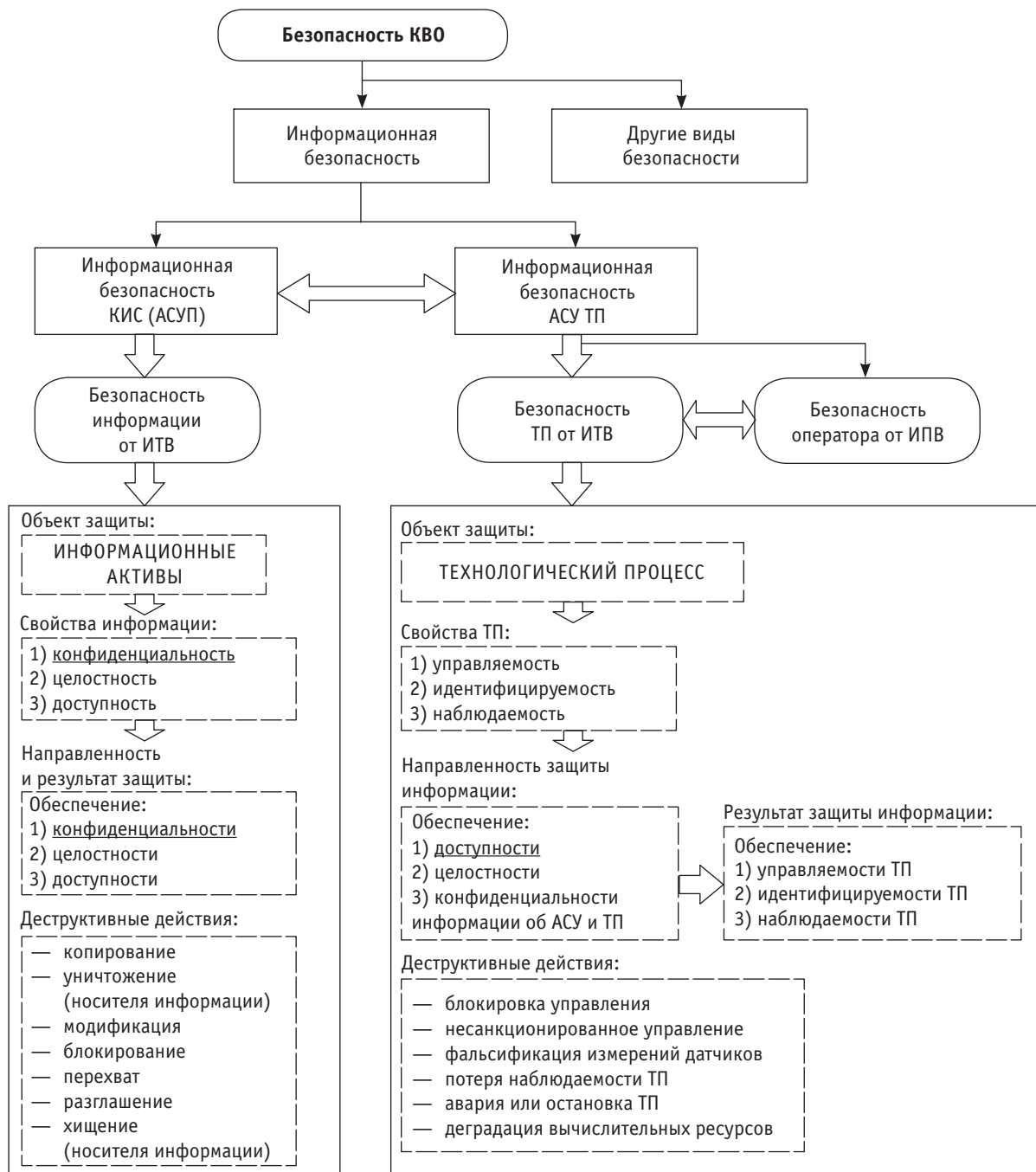


Рис. 4. Декомпозиция свойств безопасности АСУП и АСУ ТП:

ИТВ — информационное технологическое воздействие;
ИПВ — информационное психологическое воздействие

Необходимо четко осознавать, что ИБ АСУ ТП существенно отличается от традиционного понятия безопасности АСУП в силу принципиальных различий свойств и характеристик этих двух систем (табл. 2).

Таким образом, в системе организации движения поездов ОАО «РЖД» имеются АСУ, при обеспечении информацион-

ной безопасности которых необходимо обеспечить выполнение требований приказа ФСТЭК России от 14.03.14 № 31 [2]. Проведенный анализ показал, что различия в свойствах и характеристиках АСУП и АСУ ТП весьма существенны и должны быть учтены при проведении мероприятий по защите информации в АСУ СОДП.

Таблица 2

Сравнение свойств и характеристик АСУП и АСУ ТП

Свойство, характеристика	АСУП	АСУ ТП
Эксплуатационные требования (производительность)	<p>Не требуется функционирование системы в реальном режиме времени (Non-real-time)</p> <p>Отклик приложений должен быть непротиворечивым</p> <p>Требуется высокая пропускная способность</p> <p>Высокое время задержки передачи данных приемлемо</p> <p>Перезагрузка элементов системы приемлема</p> <p>Нет строгих требований к планированию мероприятий по отключению электроэнергии</p>	<p>Требуется функционирование системы в реальном режиме времени (Real-time)</p> <p>Отклик приложений строго ограничен во времени</p> <p>Невысокая пропускная способность вполне приемлема</p> <p>Высокое время задержки передачи данных неприемлемо</p> <p>Перезагрузка элементов системы неприемлема</p> <p>Строгое планирование мероприятий по отключению электроэнергии</p>
Защищенность (безопасность) информации	<p>Основная задача — обеспечение конфиденциальности, целостности и подлинности информации (допускается потеря доступности в зависимости от требований к надежности системы)</p>	<p>Основная задача — обеспечение доступности в связи с повышенными требованиями к доступности технологического процесса</p>
Технологическая защищенность (безопасность) ТП	<p>Нет требований</p>	<p>Обеспечение управляемости, идентифицируемости, наблюдаемости ТП</p>
Отказоустойчивость	<p>Нет жестких требований к обеспечению отказоустойчивости (устойчивости к неисправности)</p>	<p>Требуется:</p> <ul style="list-style-type: none"> строгое обеспечение отказоустойчивости (устойчивости к неисправности); резервирование основных элементов системы и повышенная ее избыточность
Отказобезопасность	<p>Нет требований</p>	<p>Требуется строгое обеспечение отказобезопасности</p>
Основные риски	<p>Потеря непрерывности бизнес-процессов</p>	<p>Потеря здоровья и жизни людей</p> <p>Негативное воздействие на окружающую среду</p> <p>Поломка оборудования и остановка производства (потеря непрерывности ТП)</p>
Направленность защиты	<p>Основное внимание уделено защите информационных активов и информации, циркулирующей между ними</p> <p>При централизованной обработке — защита главного сервера</p>	<p>Основное внимание уделено защите граничных клиентов (например, полевых устройств, таких как PLC, RTU, IED)</p> <p>Защита центрального сервера</p>
Особенности организации защиты	<p>Решения по обеспечению безопасности (в том числе профили защиты) разработаны для типичных КИС</p> <p>Средства разграничения доступа (например, средства авторизации) могут быть реализованы без учета влияния на задержку времени выполнения информационных операций</p> <p>Нет проблем в обновлении системы защиты</p> <p>КИС обладают достаточным ресурсом, чтобы поддерживать добавление сторонних приложений в части, касающейся решений по обеспечению безопасности</p>	<p>Решения по обеспечению безопасности должны быть протестированы в offline-режиме на совместимость с конкретной АСУ ТП в целях гарантии безопасности ТП, весьма сложно выделить типовые подсистемы, которые могут быть применимы в других отраслевых АСУ ТП (отраслевая специфичность)</p> <p>Средства разграничения доступа (например, средства авторизации на НМИ) не должны препятствовать оперативному вмешательству в управление ТП, доступ к АСУ должен быть ограничен средствами управления физической безопасностью</p> <p>Трудности с обновлением системы защиты АСУ ТП из-за возможности нарушения работы специализированных алгоритмов управления</p> <p>Системы разработаны в целях обеспечения ТП и могут не иметь достаточного количества памяти и вычислительных ресурсов, чтобы поддерживать дополнительные решения по обеспечению безопасности</p> <p>Программная и аппаратная неоднородность, при этом исторически почти все АСУ ТП развивались как изолированные системы, работающие по специализированным протоколам, не подразумевающие никакой авторизации</p> <p>В некоторых случаях сторонние решения по обеспечению безопасности не позволены из-за лицензионных соглашений поставщика АСУ ТП и соглашений о предоставлении услуг</p>

Окончание табл. 2

Свойство, характеристика	АСУП	АСУ ТП
Особенности организации сетевого взаимодействия	Стандартные коммуникационные протоколы (ТСР/IP и др.) Проводные сети с некоторой локализованной поддержкой беспроводной связи Типичные ИТ-методы организации сетевого взаимодействия	Собственные (Modbus TCP, DNP3, СIP и др.) и стандартные коммуникационные протоколы (ТСР/IP и т.д.) Проводная и беспроводная связь (радиомодемы — технологии GPRS, EDGE, 3G, LTE, Wi-Fi, WiMAX, а также спутниковые модемы) Методы организации сетевого взаимодействия достаточно сложны и требуют знаний и опыта
Особенности организации обновления программного обеспечения	Нет проблем в своевременном автоматизированном обновлении программного обеспечения	Обновление программного обеспечения не может быть своевременно реализовано по следующим причинам: запрет в соответствии с технологической документацией и необходимость тестирования обновления производителем приложений промышленного управления и конечным пользователем в целях гарантии в будущем безопасности ТП и целостности системы управления; необходимость долгосрочного планирования обновления в связи с возможной остановкой ТП; возможна повторная валидация системы управления в рамках процесса обновления; большинство АСУ ТП используют старые версии ОС, которые больше не поддерживаются производителем, как следствие, доступные обновления (в том числе аппаратные прошивки) бесплатны и могут содержать НДВ, что требует тщательной оценки экспертов
Техническая сервисная поддержка	Допускается сервисная поддержка различных производителей, так как архитектура большинства технологий взаимосвязана	Техническая поддержка обычно осуществляется через единственного поставщика — производителя АСУ ТП
Время жизни основных компонентов	Типичные компоненты КИС имеют жизненный цикл от 3 до 5 лет в связи с быстрым развитием ИТ-технологий	Время жизни компонентов АСУ ТП от 15–20 лет и более в связи с уникальностью технологий, разработанных для конкретного использования и реализации
Доступ к компонентам	Компоненты обычно локальны, доступ к ним прост	Компоненты могут быть изолированными, удаленными, что требует усилий для получения к ним доступа

Литература

1. Политика информационной безопасности ОАО «РЖД». М. : ОАО «РЖД», 2014. 111 с.
2. Об утверждении Требований к обеспечению защиты информации в автоматизированных системах управления производственными и технологическими процессами на критически важных объектах, потенциально опасных объектах, а также объектах, представляющих повышенную опасность для жизни и здоровья людей и для окружающей природной среды : приказ ФСТЭК России от 14.03.14 № 31 [Электронный ресурс]. URL: http://www.asu-tp.org/images/stories/gost/FSTEK/pr_31.pdf (дата обращения: 12.08.2015).
3. Политика информационной безопасности системы организации движения поездов. М. : ОАО «РЖД», 2014. 102 с.
4. Горбачев И. Е., Глухов А. П. Моделирование процессов нарушения информационной безопасности критической инфраструктуры // Тр. СПИИРАН. 2015. № 1 (38). С. 112–135. ISSN 2078-9181.
5. Калинин В. Н., Резников Б. А. Теория систем и управления : учеб. пособие. Л. : ВКА им. А. Ф. Можайского, 1978. 417 с.

References

1. Politika informatsionnoy bezopasnosti ОАО «RZhD» [Information Security Policy of JSC Russian Railways]. М. : ОАО «RZhD», 2014. 111 p.
2. Ob utverzhdenii Trebovaniy k obespecheniyu zaschity informatsii v avtomatizirovannykh sistemakh upravleniya proizvodstvennymi i tekhnologicheskimi protsessami na kriticheski vazhnykh ob'yektakh, potentsialno opasnykh ob'yektakh, a takzhe ob'yektakh, predstavlyayuschikh povyshennuyu opasnost dlya zhizni i zdorovya lyudey i dlya okruzhayushey prirodnoy sredy : prikaz FSTEK Rossii ot 14.03.14 № 31 [Approval of the requirements to ensure protection of information in automated process control systems at critical facilities, potentially hazardous objects as well as facilities representing major hazard to health and safety of people and environment : RF FSTEC Order dated 14.03.14 No. 31]. [Electronic resource]. URL: http://www.asu-tp.org/images/stories/gost/FSTEK/pr_31.pdf (date accessed: 12.08.2015).
3. Politika informatsionnoy bezopasnosti sistemy organizatsii dvizheniya poezdov [Information Security Policy of train traffic management system]. М. : ОАО «RZhD», 2014. 102 p.
4. Gorbachev I. E., Glukhov A. P. Modelirovaniye protsessov narusheniya informatsionnoy bezopasnosti kriticheskoy infrastruktury [Modeling information security violations in critical infrastructure] // Tr. SPIIRAN. 2015. № 1 (38). P. 112–135. ISSN 2078-9181.
5. Kalinin V. N., Reznikov B. A. Teoriya sistem i upravleniya : ucheb. posobie [Systems and Control Theory : a textbook]. L. : VKA im. A. F. Mozhayskogo, 1978. 417 p.

39

Июль – Сентябрь

УДК 539.3

Татьяна Александровна Волкова, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры «Высшая и прикладная математика» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,
Сергей Сергеевич Волков, кандидат физико-математических наук, старший научный сотрудник
Института машиноведения Уральского отделения Российской академии наук (ИМАШ УрО РАН), Екатеринбург

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ АНАЛИЗ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МЕТАЛЛА НА СТЫКАХ РЕЛЬСОВ

Tatyana Alexandrovna Volkova, PhD in Physics and Mathematics, Associate Professor, Department of Higher and Applied Mathematics, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Sergey Sergeevich Volkov, PhD in Physics and Mathematics, Senior Researcher, Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences (IES UB RAS), Ekaterinburg

Probabilistic analysis of fatigue life of metal on rail joints

Аннотация

Для прогнозирования усталостной долговечности металла используются методы теории функций случайных величин. Учитывается влияние случайных нагрузок, действующих при эксплуатации конструкций. Разработанные методы применяются для расчета долговечности металла на стыках рельсов. В модели учитывается влияние как ударной нагрузки при прохождении стыка, так и колебательного процесса при движении колесной пары вдоль рельса. Используются статистические данные динамических усилий на стыках рельсов. В расчетах применяются логарифмическое нормальное распределение и его композиции для двухвершинных распределений.

Ключевые слова: случайные свойства, математическая модель, усталость, стык рельсов.

Summary

In order to predict the fatigue life of metal, the methods based on the theory of random functions is used. The effect of random loads acting during operation of structures is taken into account. The developed methods are used to calculate the durability of the metal on rail joints. The model takes into account both the impact of shock load when passing the joint and vibration process when the wheelset is moving along the rail. Statistical data of dynamic forces on rail joints are used. The calculations used lognormal distribution and its compositions for bimodal distributions.

Keywords: random properties, mathematical model, fatigue, joint rails.

Большинство деталей железнодорожных конструкций работают в условиях развития усталостной поврежденности металла. Нагрузки на элементы конструкций в значительной степени являются случайными. Например, при движении колесной пары по рельсам железной дороги необходимо учитывать влияние различных случайных параметров, к которым относятся неравномерный износ бандажа колес [1], изменение вертикальной жесткости пути вдоль рельса [2], влияние просадки балласта на взаимодействие колеса и рельса [3]. Разработка вероятностных моделей усталости требует экспериментальных данных для статистической обработки. Источником таких данных могут быть осциллограммы усилий в различных элементах, регистрируемые вагоном-лабораторией. Анализ осциллограммы позволяет получить закон распределения изучаемой случайной величины, а затем учесть ее влияние на долговечность.

Рассмотрим влияние случайных напряжений при прогнозировании долговечности металлов в условиях циклического нагружения. Одной из основных характеристик выносливости служит кривая усталости Велера. Уравнение линии усталости запишем в виде [4]

$$\left(\frac{\sigma}{s}\right)^{\alpha} = \frac{N_0}{N}. \quad (1)$$

Здесь σ — амплитуда (напряжение) цикла, s — предел выносливости при заданном коэффициенте асимметрии цикла, N_0 — число циклов, соответствующее точке перелома кривой в логарифмических координатах, N — число циклов до разрушения (долговечность) детали при данной амплитуде цикла. Показатель степени α зависит от свойств материала и условий эксперимента [4].

Параметры, влияющие на расчет долговечности, — случайные величины, имеющие значительный разброс. Рассмотрим

логарифм долговечности $\lg N = Y$ как функцию случайной амплитуды $\sigma = X$. Значения случайных величин X и Y обозначим соответственно x и y . Тогда, преобразуя формулу (1), получим:

$$\begin{aligned} y = \varphi(x) &= \lg N_0 + \alpha \lg s - \alpha \lg x; \\ \alpha \lg x &= -y + \lg N_0 + \alpha \lg s. \end{aligned} \quad (2)$$

Запишем обратную функцию $x = \psi(y)$ и вычислим ее производную $\psi'(y)$:

$$x = \psi(y) = s \cdot \exp\left(\frac{-y + \lg N_0}{\alpha \lg e}\right); \quad (3)$$

$$x' = \psi'(y) = -\frac{s}{\alpha \lg e} \exp\left(\frac{-y + \lg N_0}{\alpha \lg e}\right). \quad (4)$$

В результате найдем плотность распределения $g(y)$ случайной долговечности Y и выразим ее через плотность распределения $f(x)$ случайного напряжения X :

$$g(y) = f(\psi(y)) |\psi'(y)|. \quad (5)$$

Функция распределения $F(x)$ случайной величины X и функция распределения $G(y)$ случайной величины Y связаны зависимостью $G(y) = F(\psi(y))$. Через функцию распределения $G(y)$ выразим вероятность попадания случайной величины в интервалы $[y_1; y_2]$, $[y_1; \infty]$, $[0; y_2]$:

$$P(y_1 \leq Y \leq y_2) = G(y_2) - G(y_1);$$

$$P(y_1 \leq Y) = 1 - G(y_1);$$

$$P(Y \leq y_2) = G(y_2).$$

Выбор плотности распределения $f(x)$ случайного напряжения определяется данными экспериментов. Для характеристики напряжений можно выбрать логарифмически нормальное распределение. Оно определено для положительных величин и обладает характерной для напряжений асимметрией.

Логарифмически нормальное распределение [5] описывает случайную положительную величину, логарифм которой распределен по нормальному закону с параметрами a , b . Плотность распределения вероятностей $f(x)$ в этом случае равна

$$f(x) = \frac{1}{xb\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(\ln x - a)^2}{2b^2}\right).$$

Соответствующая функция распределения $F(x)$ записывается через интеграл Лапласа $\Phi(x)$:

$$F(x) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{\ln x - a}{b}\right).$$

Математическое ожидание m и дисперсия D логарифмически нормального распределения выражаются через параметры a , b :

$$m = \exp(a + 0,5b^2);$$

$$D = m^2[\exp(b^2) - 1].$$

Запишем также обратную зависимость параметров a , b через математическое ожидание и дисперсию случайной величины:

$$a = \ln \frac{m^2}{\sqrt{D + m^2}};$$

$$b^2 = \ln\left(\frac{D}{m^2} + 1\right).$$

(6)

Используя формулы для расчета функций от случайных величин (3)–(5), вычислим плотность распределения $g(y)$ и функцию распределения $G(y)$ логарифма случайной долговечности $\lg N = Y$:

$$g(y) = \frac{1}{\psi(y)b\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(\ln \psi(y) - a)^2}{2b^2}\right) |\psi'(y)|;$$

$$G(y) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{\ln \psi(y) - a}{b}\right).$$

Линия усталости Велера для стали марки Ст3, полученная в результате обработки данных усталостных испытаний образцов, приведена в работе [6]. На рис. 1 показана кривая усталости для стали, связывающая напряжение амплитуды цикла σ_a и логарифм долговечности N .

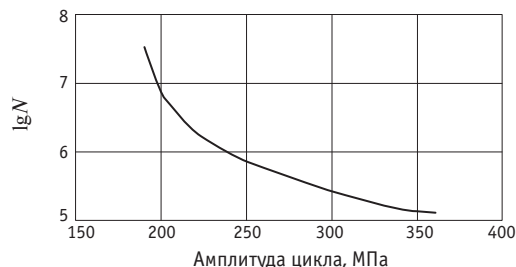


Рис. 1. Линия усталости для стали Ст3

Аппроксимация линии усталости для Ст3 на интервале от 200 до 350 МПа дает зависимость (2) с параметрами $\lg N_0 = 8$, $s = 110$, $\alpha = 5,3$. В результате получим $y = \varphi(x) = 8 + 5,3 (\lg 110 - \lg x)$. Вычислим также обратную функцию (3) и ее производную (4):

$$x = \psi(y) = 110 \cdot \exp\left(\frac{8-y}{2,3}\right); \quad |\psi'(y)| = 47,8 \cdot \exp\left(\frac{8-y}{2,3}\right).$$

В работе [3] приведены осциллограммы динамических усилий при наезде колес на стык рельсов. Изучение по осциллограмме относительных частот для различных значений нагрузок дает возможность найти вероятности включения случайных нагрузок в заданные интервалы и построить соответствующую гистограмму.

Проведем статистическую обработку осциллограммы динамических усилий первой колесной пары на стыке рельсов, которые возникают при движении вагона со скоростью 51 км/ч. Диапазон изменения усилий на стыке рельса составляет в этом случае от 100 до 400 кН. Разделим диапазон на 10 интервалов с шагом 30 кН. По осциллограмме найдем относительные частоты усилий, попавших в каждый интервал. Эти частоты составят соответственно 0,112; 0,167; 0,225; 0,194; 0,140; 0,084; 0,033; 0,028; 0,017; 0,008.

Для изучения усталостной долговечности нужно перейти к напряжениям в металле рельса. Переход от усилий к напряжениям выполним по формуле $1 \text{ МПа} = 1000 \text{ кН/м}^2$. При перекачивании колеса через зазор стыка рельса площадь контакта колесной пары составит около 10 см^2 , или $0,001 \text{ м}^2$ [3]. Разделив значения динамических усилий на площадь контакта, получим, что диапазон изменения напряжений на стыке рельса составит от 100 до 400 МПа. В табл. 1 представлены левые края интервалов изменения напряжений и относительные частоты величин, попавших в интервалы. Например, относительная частота (вероятность) того, что напряжение будет принадлежать интервалу [220; 250 МПа], равна 0,140.

Таблица 1

Распределение относительных частот напряжений

Левые концы интервала, МПа	100	130	160	190	220	250	280	310	340	370
Относительные частоты	0,112	0,167	0,225	0,194	0,140	0,084	0,033	0,028	0,017	0,008

Статистическая обработка таблицы относительных частот напряжений на стыках рельсов дает выборочное среднее $m = 184,23 \text{ МПа}$, среднее квадратичное отклонение $s = 58,32 \text{ МПа}$, дисперсию $D = 3401 \text{ МПа}^2$, коэффициент асимметрии $As = 0,675$, коэффициент эксцесса $Ex = 0,31$.

Применяя формулы (6), вычислим значения параметров логарифмически нормального распределения: $a = 5,168$; $b = 0,309$. Тогда плотность распределения случайных напряжений будет равна

$$f(x) = \frac{1}{0,309x\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(\ln x - 5,168)^2}{0,191}\right).$$

Проверяя функцию $f(x)$ по критерию Пирсона, получим наблюдаемое значение $\chi = 8,6$ меньше, чем соответствующее

критическое значение $\chi_{\alpha} = 14,07$. Следовательно, логарифмически нормальное распределение может быть принято как теоретическое для данной случайной величины.

Используя данные табл. 1, построим гистограмму относительных частот распределения напряжений. На рис. 2 полученная гистограмма представлена также теоретической плотностью распределения вероятностей.

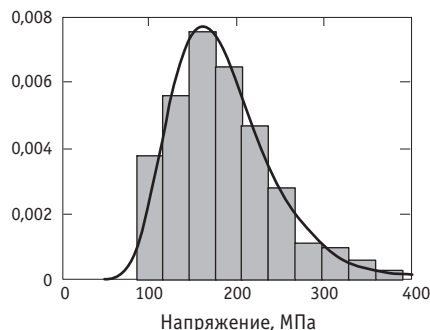
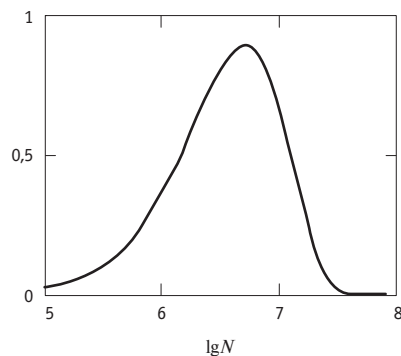


Рис. 2. Гистограмма и плотность распределения напряжений на стыке рельсов

При расчете плотности распределения вероятностей $g(y)$ логарифма случайной долговечности (3)–(5) используется найденная выше плотность распределения $f(x)$ случайного напряжения. График функции $g(y)$ представлен на рис. 3.


 Рис. 3. Плотность распределения $g(y)$ вероятностей логарифма долговечности N

На рис. 4 приведен график функции распределения $G(y)$ вероятностей логарифма долговечности $y = N$:

$$G(y) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{\ln \psi(y) - 5,168}{0,309}\right).$$

По графику функции распределения $G(y)$ находится вероятность превышения логарифмом долговечности заданного уровня: $P(y \leq Y \leq \infty) = G(y)$. В табл. 2 показана вероятность прогнозируемых уровней долговечности металла рельсов. Так, с вероятностью 0,576 логарифм усталостной долговечности превысит значение 6,5. При этом число циклов до разрушения будет не менее $10^{6,5} = 3160000$.

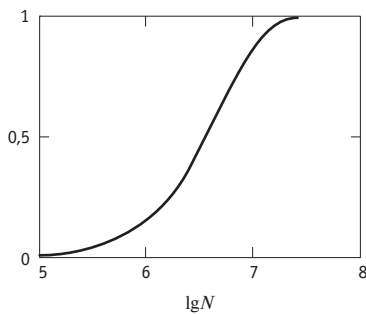


Рис. 4. Функция распределения вероятностей $G(y)$ логарифма долговечности N

Таблица 2

Вероятности превышения уровня долговечности N

$\lg N$	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8
Вероятность	0,998	0,962	0,864	0,576	0,153	0,001	0

Наезд колесной пары на стык осуществляется в условиях колебательного процесса, проявляющегося в подпрыгивании и галопировании кузова, вызванных его наездом на неровность. Определяются два значения динамической силы между колесной парой и рельсами: сила, обусловленная ударным явлением при прохождении через стык, и максимальная динамическая сила, обусловленная колебательным процессом при движении колесной пары вне стыка. Осциллограммы усилий показывают в этом случае два преобладающих значения [3]. Усилия удара на стыке зависят от того, в какой фазе колебательного процесса колесная пара наезжает на стык. Динамическая сила, связанная с колебательным процессом, может быть как больше, так и меньше силы удара.

При расчете долговечности в таких случаях нужно использовать плотности двухвершинных распределений вероятности для напряжений. Рассмотрим комбинацию двух логарифмически нормальных распределений с весовыми коэффициентами p , $1 - p$:

$$f(x, p) = p \frac{1}{xb\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(\ln x - a)^2}{2b^2}\right) + (1 - p) \frac{1}{xB\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(\ln x - A)^2}{2B^2}\right). \quad (7)$$

При расчете плотности распределения вероятностей $g(y)$ логарифма случайной долговечности для двухвершинных распределений также используются формулы (3)–(5):

$$g(y, p) = f(\psi(y), p) |\psi'(y)|.$$

Проведем статистическую обработку осциллограммы динамических усилий [3] при движении полувагона со скоростью 70 км/ч между колесами и рельсом. Наблюдаются два преобладающих усилия 130 и 500 кН при общем разбросе значений

от 50 и 680 кН. Перейдем к соответствующей гистограмме напряжений. Подбор теоретической плотности двухвершинного распределения выполняется при варьировании математических ожиданий и дисперсий каждой из составляющих. Проводится проверка соответствия гистограммы и найденной плотности распределения (7) по критерию Пирсона.

Функция $f(x, p)$ имеет следующие параметры: $p = 0,4$; $a = 4,85$; $b = 0,43$; $A = 6,21$; $B = 0,13$. Гистограмма напряжений и график функции $f(x, p)$ представлены на рис. 5.

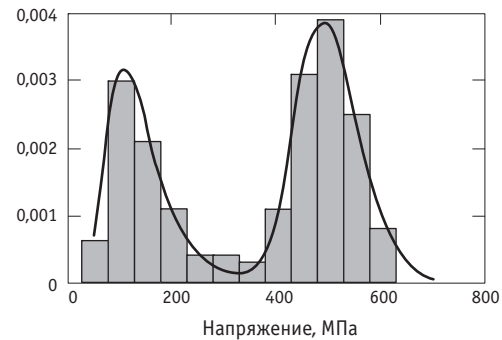


Рис. 5. Гистограмма и плотность $f(x, p)$ распределения вероятностей напряжений с учетом удара и колебаний при $p = 0,4$

Функция распределения вероятностей $G(y, p)$ логарифма долговечности применяется для прогнозирования и оценки вероятностей долговечности металла рельсов. В случае двухвершинного распределения эта функция будет следующей:

$$G(y, p) = \frac{1}{2} + p\Phi\left(\frac{\ln \psi(y) - a}{b}\right) + (1 - p)\Phi\left(\frac{\ln \psi(y) - A}{B}\right).$$

График функции распределения $G(y, p)$, соответствующий рассмотренной двухвершинной гистограмме при $p = 0,4$, показан на рис. 6. Расчет вероятности значения долговечности N для различных интервалов дает, в частности, такие результаты: $P(4 \leq \lg N \leq 5) = 0,207$; $P(5 \leq \lg N \leq 8) = 0,412$.

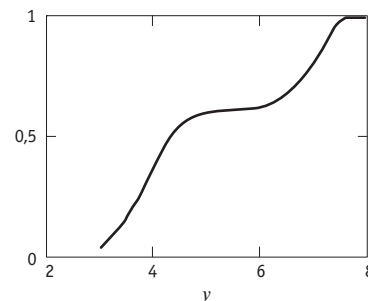


Рис. 6. Функция распределения вероятностей логарифма долговечности $G(y, p)$ при $p = 0,4$

Двухвершинная гистограмма напряжений показывает, что в металле действуют случайным образом высокие и более низкие напряжения. Это связано с ударом при прохождении

неровности на стыке и случайным наложением элементов галопирования. Коэффициент p определяет долю низких напряжений. С увеличением p прогнозируемое число циклов до разрушения возрастает, так как металл находится в основном в зоне безопасных нагрузок. На рис. 7 представлены графики функции распределения $G(y, p)$ при различных значениях коэффициента p .

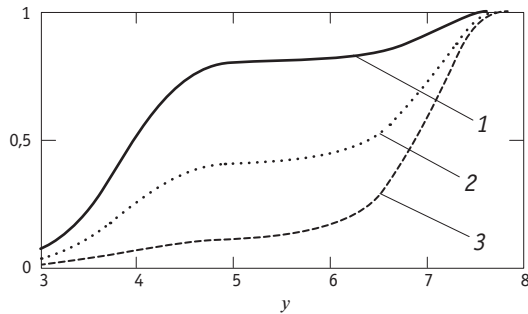


Рис. 7. Функция распределения вероятностей логарифма долговечности $G(y, p)$ при различных значениях параметра p : 1 — $p = 0,2$; 2 — $p = 0,6$; 3 — $p = 0,9$

В табл. 3 приведены значения вероятностей $P(y \leq \lg N \leq \infty)$, рассчитанные с помощью функций $G(y, p)$. Значения y изменяются от 3 до 7,5. Рассматриваются варианты для $p = 0,2$; $p = 0,6$; $p = 0,9$.

Таблица 3

Вероятности превышения уровня долговечности N при различных соотношениях высоких и низких напряжений

lgN	Вероятность		
	$p = 0,2$	$p = 0,6$	$p = 0,9$
3	0,936	0,968	0,992
4	0,492	0,745	0,936
5	0,202	0,597	0,893
5,5	0,195	0,586	0,879
6,0	0,186	0,558	0,837
6,5	0,159	0,478	0,717
7,0	0,095	0,284	0,462
7,5	0,012	0,037	0,055
	$p = 0,2$	$p = 0,6$	$p = 0,9$

Таким образом, разработанная математическая модель расчета долговечности дает возможность отразить реальные процессы усталостного разрушения металлов в достаточно широком диапазоне их свойств и условий нагружения. Выполнены расчеты влияния на долговечность металла параметров случайных динамических нагрузок при прохождении стыка рельсов колесной парой. Учитывается влияние как ударной нагрузки при прохождении стыка, так и колебательного процесса при движении колесной пары. Исследовано влияние статистических параметров распределения нагрузки на прогнозируемое число циклов до разрушения стыка рельсов.

Литература

- Буйновос А. П. Определение допустимой разности диаметров бандажей колесных пар тягового подвижного состава // Транспорт Урала. 2009. № 4 (23). С. 53–54. ISSN 1815-9400.
- Сабиров Р. Д. Движение колесной пары вагона по неравноупругому пути вдоль рельса // Транспорт Урала. 2009. № 4 (23). С. 69–72. ISSN 1815-9400.
- Евтух Е. С., Агапов Д. Г., Сакало В. И. Влияние просадки балласта на динамические усилия, возникающие между колесом и рельсом при прохождении стыка // Транспорт Урала. 2009. № 4 (23). С. 32–34. ISSN 1815-9400.
- Серенсен С. В. Сопротивление материалов усталостному и хрупкому разрушению. М.: Атомиздат, 1975. 192 с.
- Хан Г., Шапиро С. Статистические модели в инженерных задачах. М.: Мир, 1969. 396 с.
- Котельников А. П. Специальные средства предупреждения техногенных катастроф, вызванных усталостным разрушением металлоконструкций машин, выработавших нормативный срок службы // Транспорт Урала. 2004. № 3. С. 74–80. ISSN 1815-9400.

References

- Buinovos A. P. Opredelenie dopustimoy raznosti diametrov bandazhey kole-snykh par tyagovogo podvizhnogo sostava [Detection of the permissible difference in wheel pair tread diameters of motive power rolling stock] // Transport of the Urals. 2009. № 4 (23). P. 53–54. ISSN 1815-9400.
- Sabirov R. D. Dvizhenie kolesnoy pary vagona po neravnouprugomu puti vdol relsa [Moving of car wheel pair on irregularly resilient track along the rail] // Transport of the Urals. 2009. № 4 (23). P. 69–72. ISSN 1815-9400.
- Evtukh E. S., Agapov D. G., Sakalo V. I. Vliyanie prosadki ballasta na dinamicheskie usiliya, vznikayushchie mezhdu kolesom i relsom pri prokhozhenii styka [Influence of metaling subsidence on dynamic forces between wheel and rail, when running along the junction] // Transport of the Urals. 2009. № 4 (23). P. 32–34. ISSN 1815-9400.
- Serensen S. V. Soprotivlenie materialov ustalostnomu i khрупkomu razrusheniyu [Materials resistance to fatigue and brittle fracture]. M.: Atomizdat, 1975. 192 p.
- Khan G., Shapiro S. Statisticheskie modeli v inzhenernykh zadachakh [Statistical models in engineering problems]. M.: Mir, 1969. 396 p.
- Kotelnikov A. P. Spetsialnye sredstva preduprezhdeniya tekhnogennykh katastrof, vyzvannykh ustalostnym razrusheniem metallokonstruktsiy mashin, vyrabotavshikh normativnyy srok sluzhby [Special means of preventing man-made disasters caused by fatigue fracture of steel structures of machinery that has reached its standard service life] // Transport of the Urals. 2004. № 3. P. 74–80. ISSN 1815-9400.

УДК 656.259.12

Валерий Александрович Сисин, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрические машины» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТОНАЛЬНЫХ РЕЛЬСОВЫХ ЦЕПЕЙ

Valeriy Alexandrovich Sisin, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Electric Machinery, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Mathematical modeling of audio frequency track circuits

Аннотация

Показано, что с внедрением бесстыковых тональных рельсовых цепей усложняется расчет граничных условий режимов их работы. Выполнен анализ факторов, влияющих на рабочие токи и напряжения таких рельсовых цепей. По его результатам определены направления, которые позволят более точно моделировать режимы работы бесстыковых тональных рельсовых цепей.

Ключевые слова: рельсовые цепи, безопасность движения поездов.

Summary

The paper shows that introduction of continuous welded audio frequency track circuits complicates determination of the boundary conditions of their operation modes. The analysis of the factors influencing the operating currents and voltages of track circuits has been carried out; using its results, the areas have been identified that will allow to simulate more accurately operation modes of continuous welded audio frequency track circuits.

Keywords: track circuits, train traffic safety.

Повышение эффективности перевозочного процесса на железнодорожном транспорте требует постоянного совершенствования комплекса технических средств и сооружений. Не является исключением и модернизация систем железнодорожной автоматики и телемеханики (СЖАТ), одна из основных задач которых — обеспечение безопасности и надежности движения поездов на перегонах и станциях. Бурное развитие микроэлектронной элементной базы способствует перевооружению СЖАТ в целом и рельсовых цепей (РЦ) в частности как одной из систем железнодорожной автоматики и телемеханики.

Практически все магистральные и многие малодетальные железнодорожные линии сегодня оборудованы рельсовыми цепями, предназначенными для контроля состояния путевых участков и для передачи информации на подвижной состав [1–6]. Сложности эксплуатации РЦ заключаются в том, что они должны работать в нескольких режимах (нормальном, шунтовом и контрольном) и в условиях существенного влияния многообразных внешних факторов — температуры окружающей среды, влажности, загрязненности балласта и большого количества помех [7].

В настоящее время на железных дорогах используются РЦ различных видов. Большая часть рельсовых цепей, находящихся в эксплуатации ОАО «РЖД», — ограниченные, т.е. с изолирующими стыками. Одновременно при новом строительстве внедряются РЦ без изолирующих стыков, так называемые неограниченные РЦ, которые нашли свое применение с развитием тональных рельсовых цепей (ТРЦ) [3].

ТРЦ обладают рядом экономических, технических и эксплуатационных преимуществ. Использование сигнального тока с диапазоном тональных частот 420–780 Гц и 4,5–5,5 кГц (с частотой модуляции 8 и 12 Гц) позволяет повысить защищенность РЦ от воздействия помех тягового тока, практически на порядок снизить потребляемую мощность, применить современную элементную базу, осуществить централизованное размещение аппаратуры и исключить взаимные влияния между РЦ.

Однако наряду с преимуществами ТРЦ обладают и некоторыми недостатками. В силу использования более высоких частот сигнального тока ТРЦ проектируются на меньшие длины.

Как следствие, у таких РЦ большой расход аппаратуры железнодорожной автоматики и телемеханики и большая стоимость капитальных затрат на оборудование участков железнодорожного пути средствами автоблокировки (АБ).

Увеличение общего объема электронного оборудования, необходимого для функционирования АБ, усложняет расчеты режимов работы ТРЦ в процессе внедрения и эксплуатации. А расчет граничных условий требуемого диапазона рабочих токов и напряжений элементов ТРЦ — это неотъемлемая часть обеспечения безопасности и надежности их функционирования.

Исходные уравнения для математического анализа критериев работоспособности линейных схем ограниченных РЦ базируются на теории линейных пассивных четырехполюсников. Составные элементы аппаратуры питающего и релейного концов РЦ (трансформаторы, сопротивления, соединительный кабель и т.д.) представляются в виде четырехполюсников, которые характеризуются параметрами A, B, C, D (рис. 1).

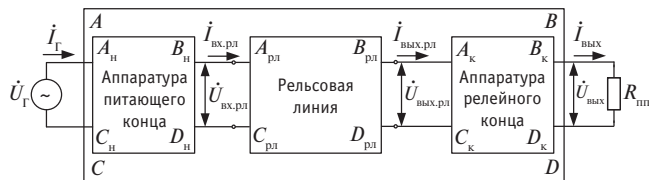


Рис. 1. Общая схема замещения рельсовой цепи

Исходя из схемы замещения рельсовой цепи (см. рис. 1) входные и выходные токи и напряжения связаны следующими выражениями [8]:

$$\begin{cases} \dot{U}_{\text{вх}} = A\dot{U}_{\text{вых}} + B\dot{I}_{\text{вых}} \\ \dot{I}_{\text{вх}} = C\dot{U}_{\text{вых}} + D\dot{I}_{\text{вых}} \\ \dot{U}_{\text{вых}} = \dot{I}_{\text{вых}} R_{\text{пп}} \end{cases}, \quad (1)$$

где A, B, C, D — коэффициенты рельсового четырехполюсника, полученные путем перемножения четырехполюсников питающего конца, рельсовой линии и релейного конца:

$$\begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_n & B_n \\ C_n & D_n \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} A_{\text{рл}} & B_{\text{рл}} \\ C_{\text{рл}} & D_{\text{рл}} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} A_k & B_k \\ C_k & D_k \end{pmatrix}. \quad (2)$$

При расчете работоспособности бесстыковых ТРЦ необходимо учитывать утечку сигнального тока в смежную и соседние РЦ. Это обстоятельство значительно усложняет схему работы ТРЦ в различных режимах (рис. 2) и заставляет учитывать в расчетах параметры составных элементов аппаратуры смежной и соседних ТРЦ.

Четырехполюсники смежной и соседних РЦ можно представить в виде их пересчитанных входных сопротивлений, подключенных параллельно аппаратуре рассматриваемой ТРЦ (рис. 3).

При этом рассматриваемые входные сопротивления представляют собой каскадное соединение четырехполюсников последующих рельсовых линий с входными сопротивлениями питающих и релейных концов соседних РЦ (рис. 4).

Эквивалентное сопротивление $Z_{\text{вх.сосед.РЦ}}$ рассчитывается справа налево по схеме (см. рис. 4) согласно выражению

$$Z_{\text{вх.рл.2}(n-1)} = \frac{A_{\text{вх.рл.2}(n-1)} Z_{\text{вол.2}n} + B_{\text{вх.рл.2}(n-1)}}{C_{\text{вх.рл.2}(n-1)} Z_{\text{вол.2}n} + D_{\text{вх.рл.2}(n-1)}}, \quad (3)$$

где

$$\begin{pmatrix} A_{\text{вх.рл.2}(n-1)} & B_{\text{вх.рл.2}(n-1)} \\ C_{\text{вх.рл.2}(n-1)} & D_{\text{вх.рл.2}(n-1)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_{\text{рл.2}(n-1)} & B_{\text{рл.2}(n-1)} \\ C_{\text{рл.2}(n-1)} & D_{\text{рл.2}(n-1)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ \frac{1}{Z_{\text{р.2}(n-1)}} & 1 \end{pmatrix} -$$

коэффициенты четырехполюсника, состоящего из последовательно соединенных РЛ_{2(n-1)} и сопротивления $Z_{\text{р.2}(n-1)}$ релейного конца РК_{2(n-1)} на сигнальной частоте рассматриваемой РЦ, которое определяется как

$$Z_{\text{р.2}(n-1)} = \frac{A_{\text{к}(n-1)} Z_{\text{вых.2}(n-1)} + B_{\text{к}(n-1)}}{C_{\text{к}(n-1)} Z_{\text{вых.}(n-1)} + D_{\text{к}(n-1)}};$$

$Z_{\text{вол.2}n}$ — волновое сопротивление рельсовой линии на сигнальной частоте рассматриваемой РЦ;

$Z_{\text{вых.2}(n-1)}$ — выходное сопротивление путевых приемников РЦ, подключенных к релейному концу РЛ_{2(n-1)} на сигнальной частоте рассматриваемой РЦ, аналогично $Z_{\text{вых.22}}$ (см. рис. 2).

Входное сопротивление следующего каскада (справа налево, см. рис. 4) эквивалентного сопротивления $Z_{\text{вх.сосед.РЦ}}$ определяется как

$$Z_{\text{вх.рл.2}(n-2)} = \frac{A_{\text{вх.рл.2}(n-2)} Z_{\text{вх.рл.2}(n-1)} + B_{\text{вх.рл.2}(n-2)}}{C_{\text{вх.рл.2}(n-2)} Z_{\text{вх.рл.2}(n-1)} + D_{\text{вх.рл.2}(n-2)}}, \quad (4)$$

где

$$\begin{pmatrix} A_{\text{вх.рл.2}(n-2)} & B_{\text{вх.рл.2}(n-2)} \\ C_{\text{вх.рл.2}(n-2)} & D_{\text{вх.рл.2}(n-2)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_{\text{рл.2}(n-2)} & B_{\text{рл.2}(n-2)} \\ C_{\text{рл.2}(n-2)} & D_{\text{рл.2}(n-2)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ \frac{1}{Z_{\text{вх.п.2}(n-2)}} & 1 \end{pmatrix} -$$

коэффициенты четырехполюсника, состоящего из последовательно соединенных РЛ_{2(n-2)} и сопротивления $Z_{\text{вх.п.2}(n-2)}$ питающего конца ПК_{2(n-2)} на сигнальной частоте рассматриваемой РЦ, которое определяется как

$$Z_{\text{вх.п.2}(n-2)} = \frac{A_{\text{п.2}(n-2)} Z_{\text{вых.ФПМ.2}(n-2)} + B_{\text{п.2}(n-2)}}{C_{\text{п.2}(n-2)} Z_{\text{вых.ФПМ.2}(n-2)} + D_{\text{п.2}(n-2)}};$$

$Z_{\text{вых.ФПМ.2}(n-2)}$ — выходное сопротивление путевого фильтра питающего конца РЦ на сигнальной частоте рассматриваемой РЦ, подключенное к питающему концу РЛ_{2(n-2)}, аналогично $Z_{\text{вых.ФПМ.22}}$ (см. рис. 2).

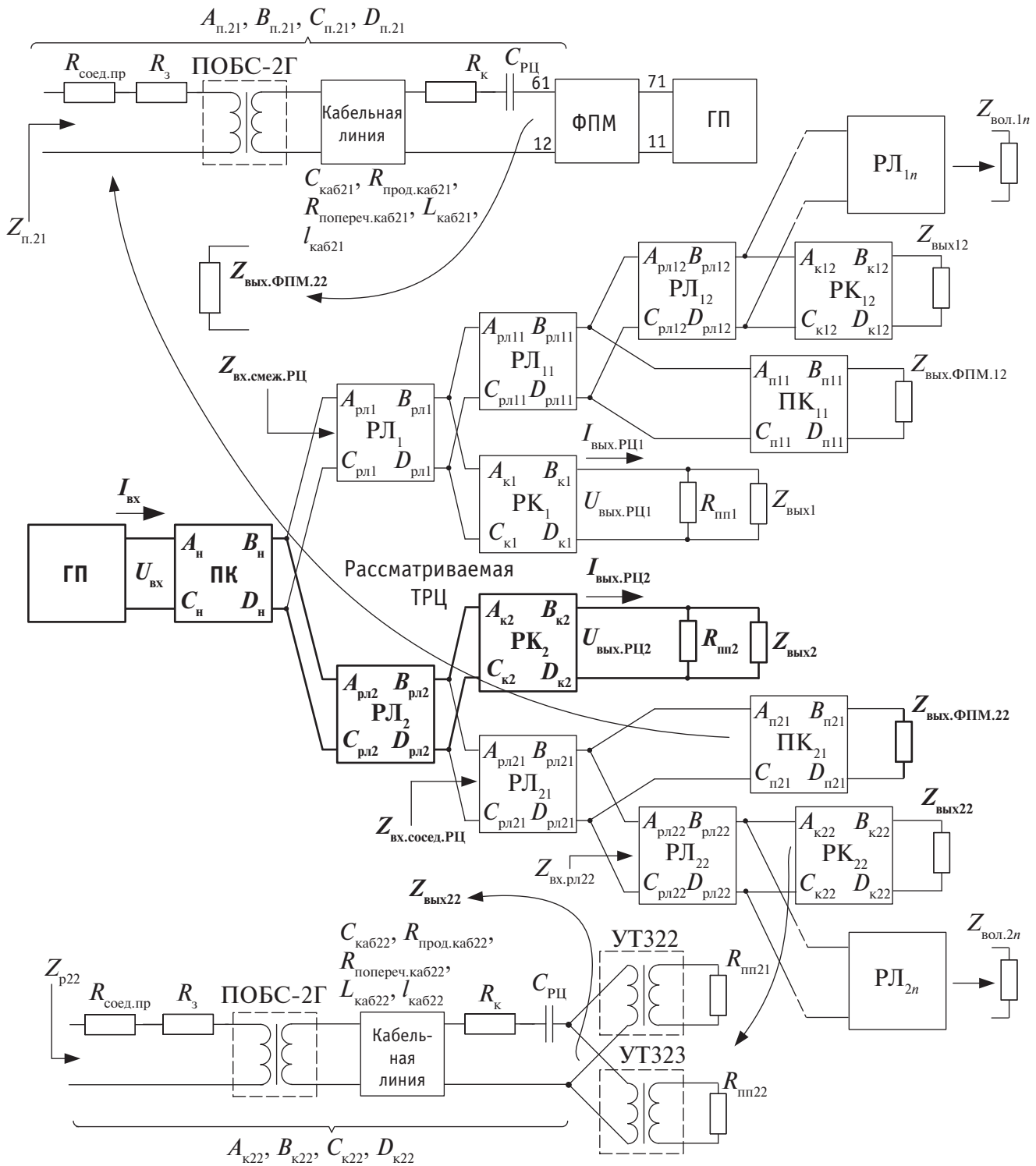
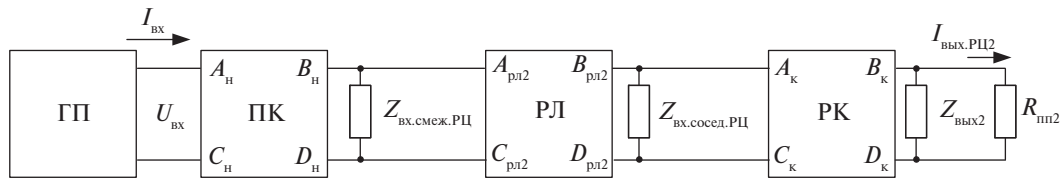
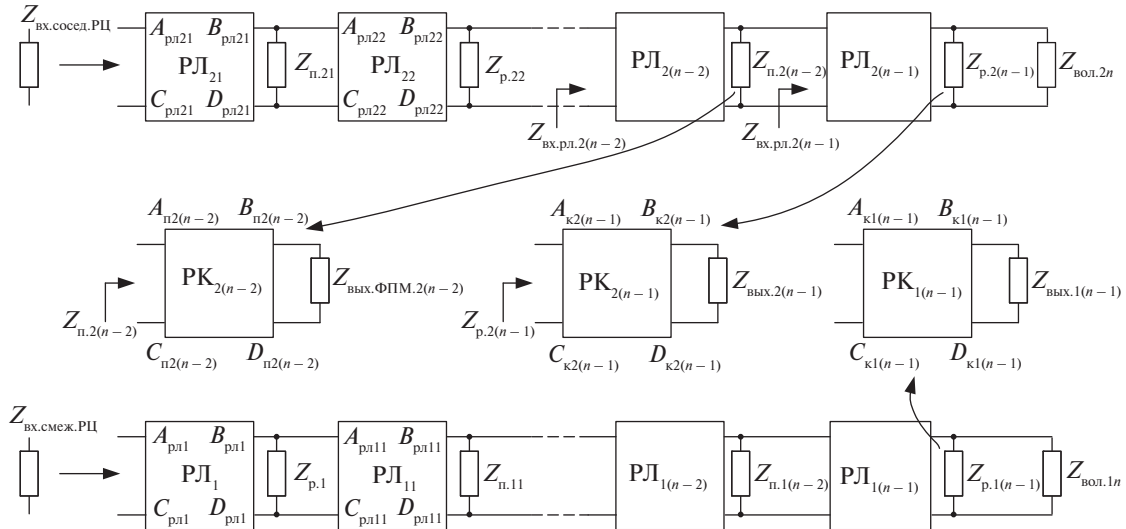


Рис. 2. Схема замещения исследуемой ТРЦ:

ГП — путевого генератора; ПК, ПК₁₁, ПК₂₁ — четырехполюсники аппаратуры питающих концов;
 РЛ₁, РЛ₁₁, РЛ₁₂, РЛ₁₁, РЛ₂, РЛ₂₁, РЛ₂₂, РЛ₂₁, РЛ₂₂ — четырехполюсники рельсовых линий РЦ;
 РК₁, РК₁₂, РК₂, РК₂₂ — четырехполюсники аппаратуры релейных концов;
 Z_{вх1}, Z_{вх12}, Z_{вх2}, Z_{вх22} — эквивалентные входные сопротивления путевых приемников соседних РЦ на частоте рассматриваемой ТРЦ; R_{пн1}, R_{пн2} — сопротивления путевых приемников ТРЦ

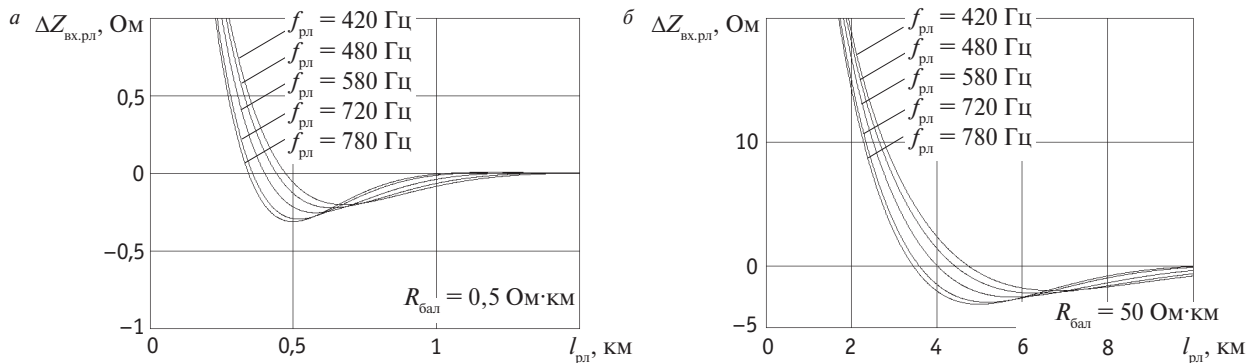

Рис. 3. Схема замещения ТРЦ в нормальном режиме работы:

ГП — путевого генератор; ПК — аппаратура питающего конца; РЛ — рельсовая линия; РК — аппаратура релейного конца;
 $Z_{\text{вх.смеж.РЦ}}$ — входное сопротивление смежной РЦ; $Z_{\text{вх.сосед.РЦ}}$ — входное сопротивление соседней РЦ


Рис. 4. Эквивалентная схема входных сопротивлений смежной и соседней РЦ

Далее поэтапный расчет производится до точки входного сопротивления $Z_{\text{вх.сосед.РЦ}}$ с использованием аналогичных выражений. Причем количество n каскадно включенных четырехполюсников рельсовых линий и входных сопротивлений питающих и релейных концов соседних ТРЦ определяется в первую очередь из условий длины таких ТРЦ и их сопротивлений балласта. Так, если учитывается только входное сопротивление рельсовой петли (без входных сопротивлений аппаратуры питающих и релейных концов), то при сопротивлении балла-

ста $0,5 \text{ Ом}\cdot\text{км}$ необходимо принимать в расчет входные сопротивления параллельно подключенного оборудования соседних РЦ на расстоянии $1-1,3 \text{ км}$ от питающего конца рассматриваемой ТРЦ (рис. 5а). При сопротивлении балласта $50 \text{ Ом}\cdot\text{км}$ это расстояние удлиняется в несколько раз (рис. 5б). Но, поскольку при большем количестве n соседних ТРЦ на них увеличивается и количество подключенного оборудования питающих и релейных концов, это ведет к шунтированию входными сопротивлениями этого оборудования части рельсовой линии.


Рис. 5. Зависимость разности сопротивлений короткого замыкания и холостого хода рельсовой линии на частотах ТРЦ3 от ее длины:

а — при $R_{\text{бал}} = 0,5 \text{ Ом}\cdot\text{км}$; б — при $R_{\text{бал}} = 50 \text{ Ом}\cdot\text{км}$

Выполненный анализ показывает, что при последующем и более точном моделировании режимов работы ТРЦ необходимо пересчитывать сопротивления соседних и смежных рельсовых цепей согласно рис. 4 и уравнениям (3) и (4). При этом количество n учитываемых соседних РЦ зависит от параметров их элементов (длины соединительных кабелей, сопротивления соединительных проводов, характеристик трансформаторов и т.д.), в частности от величины нелинейных входных

сопротивлений $Z_{\text{вх.ФПМ}}$ и входных сопротивлений путевых приемников (например, $Z_{\text{вх.22}}$, см. рис. 2) соседних РЦ на тональных частотах рассматриваемой ТРЦ.

Таким образом, для более точного моделирования режимов работы ТРЦ необходимо исследовать нелинейные входные сопротивления элементов питающих и релейных концов смежной и соседних РЦ при утечке в них сигнального тока на частоте моделируемой ТРЦ.

Литература

1. Системы железнодорожной автоматики и телемеханики / Ю. А. Кравцов, В. Л. Нестеров, Г. Ф. Лекута и др. М. : Транспорт, 1996. 400 с.
2. Федоров Н. Е. Современные системы автоблокировки с тональными рельсовыми цепями. Самара : СамГАПС, 2004. 132 с.
3. Кулик П. Д., Ивакин Н. С., Удовиков А. А. Тональные рельсовые цепи в системах ЖАТ: построение, регулировка, обслуживание, поиск и устранение неисправностей, повышение эксплуатационной надежности. Киев : ИД «Мануфактура», 2004. 288 с.
4. Сисин В. А., Гнитко Р. В. Исследование граничных условий работоспособности РЦ с коммутацией релейного конца // Инновационный транспорт. 2013. № 3 (9). С. 7–12. ISSN 2311-164X.
5. Сисин В. А. Оптимизация устройств автоматической переездной сигнализации // Транспорт Урала. 2011. № 3 (30). С. 40–43. ISSN 1815-9400.
6. Сергеев Б. С., Сисин В. А. Контроль целостности рельсов // Транспорт Урала. 2009. № 4 (23). С. 37–40. ISSN 1815-9400.
7. Сисин В. А., Гнитко Р. В., Тильк И. Г. Исследование электромагнитной совместимости рельсовых цепей с коммутацией релейного конца с помехами электроснабжения и перспективного тягового состава // Вестник УрГУПС. 2013. № 2 (18). С. 34–44. ISSN 2079-0392.
8. Брылеев А. М., Шишляков А. В., Кравцов Ю. А. Теория, расчет, устройство и работа рельсовых цепей. М. : Транспорт, 1978. 425 с.

References

1. Sistemy zheleznodorozhnoy avtomatiki i telemehaniki [Railway automation and remote control systems] / Yu. A. Kravtsov, V. L. Nesterov, G. F. Lekuta i dr. M. : Transport, 1996. 400 p.
2. Fedorov N. E. Sovremennye sistemy avtoblokirovki s tonalnymi relsovyimi tsepyami [Modern automatic block systems with audio frequency track circuits]. Samara : SamGAPS, 2004. 132 p.
3. Kulik P. D., Ivakin N. S., Udovikov A. A. Tonalnye relsovyie tsepi v sistemakh ZhAT: postroenie, regulirovka, obsluzhivanie, poisk i ustranenie neispravnostey, povyshenie ekspluatatsionnoy nadezhnosti [Audio frequency track circuits in RAT systems: construction, regulation, maintenance, troubleshooting, improvement of operational reliability]. Kiev : ID «Manufaktura», 2004. 288 p.
4. Sisin V. A., Gnitko R. V. Issledovanie granichnykh usloviy rabotosposobnosti RTs s kommutatsiyey reley'nogo kontsa [Study of boundary conditions of track circuits' operational capability with relay end switching] // Innovatsionnyy transport. 2013. № 3 (9). P. 7–12. ISSN 2311-164X.
5. Sisin V. A. Optimizatsiya ustroystv avtomaticheskoy pereezdnoy signalizatsii [Optimization of automatic grade crossing signaling devices] // Transport of the Urals. 2011. № 3 (30). P. 40–43. ISSN 1815-9400.
6. Sergeev B. S., Sisin V. A. Kontrol tselostnosti relsov [Rail integrity control] // Transport of the Urals. 2009. № 4 (23). P. 37–40. ISSN 1815-9400.
7. Sisin V. A., Gnitko R. V., Tilk I. G. Issledovanie elektromagnitnoy sovmestimosti relsovykh tsepey s kommutatsiyey reley'nogo kontsa s pomekhami elektrosnabzheniya i perspektivnogo tyagovogo sostava [Study of electromagnetic compatibility of relay and switching track circuits with interference in power line and perspective traction stock] // Herald of USURT. 2013. № 2 (18). P. 34–44. ISSN 2079-0392.
8. Bryleyev A. M., Shishlyakov A. V., Kravtsov Yu. A. Teoriya, raschet, ustroystvo i rabota relsovykh tsepey [Theory, analysis, structure and operation of track circuits]. M. : Transport, 1978. 425 p.

УДК 625.11:625.1.002

Геннадий Львович Аккерман, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Путь и железнодорожное строительство» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Сергей Геннадьевич Аккерман, кандидат технических наук, доцент кафедры «Путь и железнодорожное строительство» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

КОЛЕБАТЕЛЬНЫЙ ПРОЦЕСС И БОКОВЫЕ НЕРОВНОСТИ В КРИВЫХ УЧАСТКАХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ

Gennady Lvovich Akkerman, DSc in Engineering, Head of Department of Railway Construction and Railway Track, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Sergey Gennadyevich Akkerman, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Railway Construction and Railway Track, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Oscillatory processes and lateral irregularities in curved track sections

Аннотация

Частота колебаний экипажа при движении по криволинейному участку железной дороги с волновым характером изменения параметров пути зависит от скорости поезда. Соответствие спектра боковых неровностей железнодорожного пути нерациональным частотам подвижного состава позволяет судить о скорости, при которой возможно явление резонанса, а значит, максимальных сил взаимодействия колеса и рельса. В статье показано, что если непогашенное ускорение равно или меньше нуля, то такое взаимодействие может носить ударный характер.

Ключевые слова: колебания, амплитуда, частота колебаний, боковые неровности пути, стрелы изгиба, рельсы, взаимодействие колеса и рельса, спектральный анализ, резонанс, непогашенное ускорение, криволинейный участок.

Summary

The oscillation frequency of a rail car when moving along curved railway section with wave-like pattern of track parameters depends on the train speed. Correspondence between the range of lateral track irregularities and irrational rolling stock frequencies gives an indication of the speed at which the resonance phenomenon may occur, implying maximum interacting forces between wheel and rail. The article shows that if the unextinguished acceleration is equal to or less than zero, this interaction may be of shock nature.

Keywords: vibrations, amplitude, oscillation frequency, lateral track irregularities, curvatures, rails, wheel and rail interaction, spectral analysis, resonance, unextinguished acceleration, curved section.

Материалы статьи основаны на исследованиях, выполненных сотрудниками кафедры «Путь и железнодорожное строительство» УрГУПС на ряде участков направления Екатеринбург — Шаля и некоторых линиях Пермского региона.

Для целей исследования проводились замеры бокового износа рельсов, ширины колеи и других параметров геометрии пути через 1–4 м [1–3].

Поперечная сила взаимодействия колеса с рельсом в кривой зависит от скорости поезда, режима его движения, возвышения наружного рельса, коэффициентов трения по левой и правой ниткам рельсов и боковых неровностей, к которым можно отнести:

- разность смежных стрел изгиба;
- изменение ширины колеи;
- неодинаковость бокового износа рельсов в соседних точках;
- неравножесткость пути.

Назовем псевдострелой изгиба $f_{пс_i}$ в сечении i следующую сумму:

$$f_{пс_i} = d_i + 0,5(S_i - S_{cp}) + Z_i + f_i, \quad (1)$$

где d_i — боковой износ в i -м сечении рельса;

S_i и S_{cp} — соответственно ширина колеи в сечении i и средняя в кривой;

Z_i — упругое сжатие головки рельса;

f_i — стрела изгиба в сечении i .

Тогда разность псевдострел в соседних сечениях определяется как

$$\Delta f = f_{пс_i} - f_{пс_{i-1}}.$$

Относительная разница между f_i и $f_{пс_i}$ достигает для крутых кривых 11,4%, для пологих кривых колеблется от 20 до 32%, что объясняется меньшей величиной стрел изгиба на этих

участках пути. Разброс значений псевдострел больше, чем для стрел изгиба (среднеквадратическое отклонение $f_{пс}$ больше, чем f_i). Это ведет к увеличению динамики взаимодействия колеса и рельса [4, 5].

Анализ параметров колеи показал, что их изменение вдоль пути происходит волнообразно (табл. 1). Длина волны изменяющейся характеристики колеблется в довольно широком диапазоне: в 70% случаев она менее 24 м, у 27% кривых участков пути не больше 10 м. Известно, что воздействие колеса на рельс носит ударный характер, если боковая неровность менее 10 м.

Таблица 1

Доля волн бокового износа

Длина волны, м	Доля, %
3–10	27
11–17	32
18–24	15
25–31	9
32–38	9

Рассмотрим путь как колебательную систему с одной степенью свободы — одномерный осциллятор (вибратор). Предположим, что выявленные волновые изменения происходят по закону $\sin(\cos)$. Тогда

$$f_{пс_i} = f_{пс_{max}} \cdot \sin(2\pi\omega t - \varphi_0), \quad (2)$$

где $f_{пс_{max}}$ — максимальная псевдострела по длине волны;

ω — частота,

$$\omega = \frac{1}{T};$$

T — период колебаний;

t — время;

φ_0 — начальная фаза ($t = 0$).

Результат спектрального анализа [6, 7] волнового характера изменения стрел изгиба по одной из кривых показан на рис. 1.

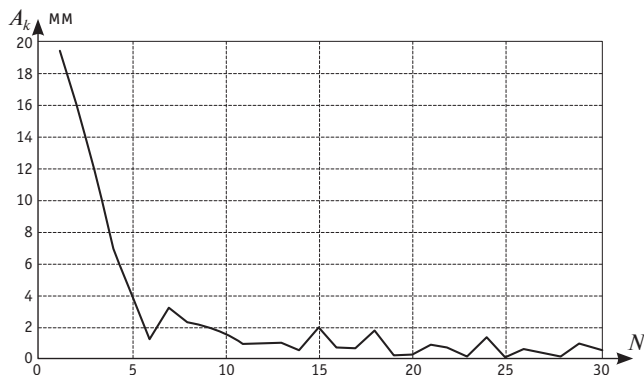


Рис. 1. Спектр A_k по гармоникам:
 A_k — амплитуда k -й гармоники; N — гармоники

Частота колебания экипажа [8] при движении по криволинейному участку с волновым характером изменения параметров пути зависит от его скорости. На примере одной из кривых (рис. 2) показано изменение амплитуд A_k по частотам в функции скорости поезда.

Из гистограммы скоростей на этой же кривой (рис. 3) видно, что у основной массы наблюдаемых поездов (57%) скорость колеблется от 40 до 50 км/ч.

Если совместить амплитудно-частотные характеристики вагона и бокового износа (рис. 4), то можно определить скорость, соответствующую амплитудно-частотной характеристике износа.

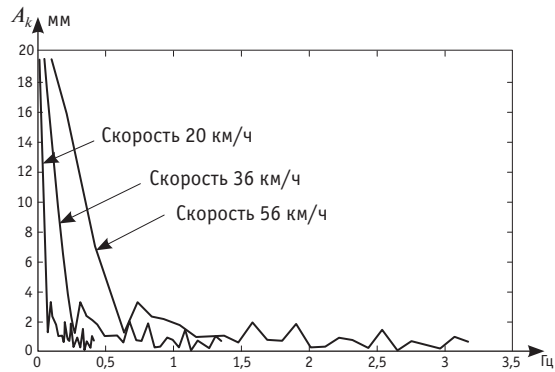


Рис. 2. Спектр A_k по частотам для скоростей движения 20, 36 и 56 км/ч

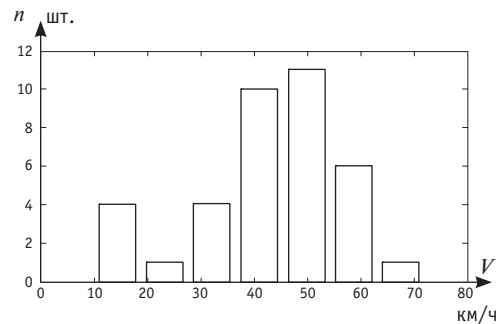


Рис. 3. Гистограмма скоростей движения грузовых поездов на рассматриваемой кривой

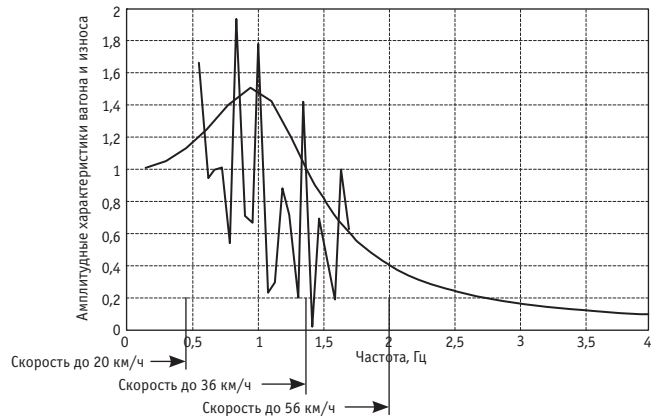


Рис. 4. Определение «характерной» скорости $V = 45$ км/ч

Соответствие по тесноте связи спектра бокового износа рельсов с парциальными частотами подвижного состава наблюдается при скорости порядка 40–45 км/ч, что показывает желательность корректировки скоростей движения по кривой. Изменение скорости движения поезда не вызовет накопления возмущений подвижного состава от геометрии колеи (изношенности рельсов). Износ («отступление» от норм) начнется в новых сечениях, т.е. он будет более равномерным. При увеличении скорости интенсивность износа останется прежней, но срок службы рельсов по износу возрастет. Это лишний раз подтверждает необходимость в увеличении скоростей движения грузовых поездов [9].

Боковые неровности (в том числе боковой износ) помимо всего прочего зависят от таких «производных» скорости, как непогашенное ускорение, составляющая силы тяги и торможения, направленных поперек пути.

На гистограммах (составленных на отдельных кривых) скоростей грузовых поездов (см., например, рис. 5) отмечалась скорость, при которой возвышение наружного рельса восполняет центробежное ускорение $V_{\text{восп}}$ (непогашенное ускорение либо равно нулю, либо отрицательно).

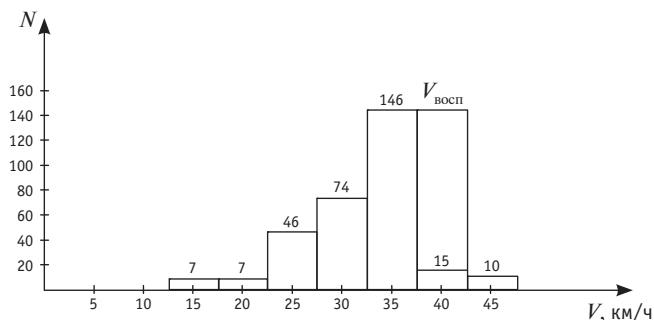


Рис. 5. Гистограмма скоростей движения

Из гистограммы, представленной на рис. 5, видно, что только около 3% поездов со скоростями 40–45 км/ч имеют «некомпенсированное» непогашенное центробежное ускорение. В среднем по рассмотренным кривым в этом диапазоне скоростей в тяговом режиме непогашенное ускорение равно $0,06 \text{ м/с}^2$. Составляющая силы тяги, направленная в кривой поперек пути, гасит создаваемую незначительным непогашенным ускорением центробежную силу.

Если равнодействующая поперечная сила отрицательна, т.е. направлена не наружу кривой, то внутреннее колесо прижато к внутренней нитке, а наружное колесо движется не по дуге кривой радиуса R , а по ломаной, величина каждого звена (хорды) которой зависит от ширины колеи, геометрических размеров колесной пары и радиуса кривой.

При изменении радиуса кривой от 1000 до 300 м длина звена (хорды) изменяется от 15,4 до 7,4 м (или от $1/2$ до $1/4$ оборота колеса). Таким образом, если непогашенное ускорение отрицательное, то при движении колесо соприкасается с внутренней гранью наружного рельса гребнем дискретно через каждую четверть или половину оборота, причем эта «встреча» носит ударный характер, что усиливает колебание экипажа. При положительных значениях равнодействующей, направленной поперек пути, движение экипажа более «спокойно». Моделирование в программном комплексе «Универсальный механизм» (которое проводили аспирант И. Л. Парахненко и дипломница Д. В. Лаптева) показало: максимум поперечных сил при любом радиусе кривой в результате взаимодействия «колесо — рельс» соответствует нулевому значению непогашенного ускорения.

При совпадении чистоты действия внешних сил (волнообразного изменения параметров колеи) с собственной частотой колебаний экипажа возникает явление резонанса. Это приводит к значительному возрастанию динамического взаимодействия. На рис. 6 показана взаимосвязь скорости поезда и длины волны изменения боковой неровности, при которой наступает резонанс.

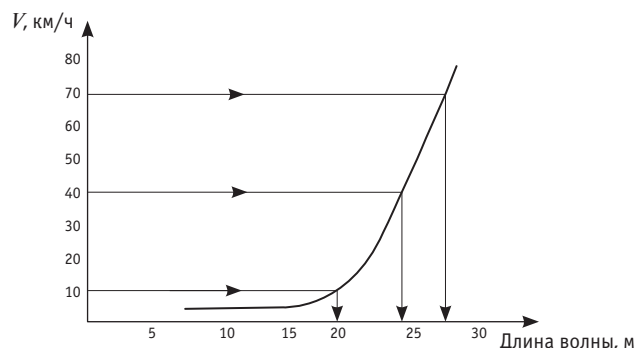


Рис. 6. Скорость поезда и длина волны боковой неровности, при которой может наблюдаться резонанс

ВЫВОДЫ

1. Связь спектра боковых неровностей рельсов с парциальными частотами колебаний экипажа наблюдается при скоростях поезда 40–45 км/ч.
2. При этих скоростях возможно явление резонанса, что ведет к увеличению динамики взаимодействия колеса с рельсом.
3. Если непогашенное ускорение равно или меньше нуля, то в зависимости от радиуса кривой колесо действует на наружный рельс через $1/4$ или $1/2$ оборота. Следует отметить, что скорости 40–45 км/ч характерны для поездов, которые движутся по затяжному подъему.

Литература

1. Путь и безопасность движения поездов / Под ред. В. Я. Шульги. М. : Транспорт, 1994. 109 с.
2. Ковалев Н. А. Боковые колебания подвижного состава. М. : Трансжелдориздат, 1957.
3. Анализ влияния некоторых эксплуатационных параметров железной дороги и характеристик рельсовой колеи на боковой износ рельсов : отчет о НИР / рук. Аккерман Г. Л. Екатеринбург, 1995.
4. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Хусидов В. Д. Динамика вагона. М. : Транспорт, 1991. 359 с.
5. Аккерман Г. Л. Кривые участки пути как подсистема инфраструктуры железной дороги // Транспорт Урала. 2004. № 2 (2). С. 14–19. ISSN 1815-9400.
6. Мишин В. В., Беликова Е. А. Статистические методы оценки состояния геометрии рельсовой колеи // Вестник ВНИИЖТ. 2000. № 3. С. 3–8. ISSN 2223-9731.
7. Оценка состояния железнодорожного пути / Г. Л. Аккерман, С. Г. Аккерман, О. В. Голубев и др. // Транспорт Урала. 2006. № 4 (11). С. 37–47. ISSN 1815-9400.
8. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М. : Наука, 1968. 576 с.
9. Аккерман Г. Л., Аккерман С. Г., Полищук И. В. Неопределенность в управлении инфраструктурой железных дорог // Транспорт Урала. 2011. № 4 (31). С. 3–6. ISSN 1815-9400.

References

1. Put i bezopasnost dvizheniya poezdov [Road and traffic safety] / Pod red. V. Ya. Shulgi. M. : Transport, 1994. 109 p.
2. Kovalev N. A. Bokovye kolebaniya podvizhnogo sostava [Lateral oscillations of rolling stock]. M. : Transzheldorizdat, 1957.
3. Analiz vliyaniya nekotorykh ekspluatatsionnykh parametrov zheleznoy dorogi i kharakteristik relsovoy kolei na bokovoy iznos relsov : otchet o NIR / ruk. Akkerman G. L. [Analysis of the impact of certain operational parameters of railway and rail track characteristics on the side rail wear : research report]. Ekaterinburg, 1995.
4. Vershinskiy S. V., Danilov V. N., Khusidov V. D. Dinamika vagona [Railcar dynamics]. M. : Transport, 1991. 359 p.
5. Akkerman G. L. Krivye uchastki puti kak podsystema infrastruktury zheleznoy dorogi [Curves track sections as a railway infrastructure subsystem] // Transport of the Urals. 2004. № 2 (2). P. 14–19. ISSN 1815-9400.
6. Mishin V. V., Belikova E. A. Statisticheskie metody otsenki sostoyaniya geometrii relsovoy kolei [Statistical methods for assessing the state of a rail track geometry] // Vestnik VNIIZhT. 2000. № 3. P. 3–8. ISSN 2223-9731.
7. Otsenka sostoyaniya zheleznodorozhnogo puti [Assessment of the railway track status] / G. L. Akkerman, S. G. Akkerman, O. V. Golubev i dr. // Transport of the Urals. 2006. № 4 (11). P. 37–47. ISSN 1815-9400.
8. Venttsel E. S. Teoriya veroyatnostey [Probability Theory]. M. : Nauka, 1968. 576 p.
9. Akkerman G. L., Akkerman S. G., Polischuk I. V. Neopredelenost v upravlenii infrastrukturoy zheleznykh dorog [Uncertainty in railway infrastructure management] // Transport of the Urals. 2011. № 4 (31). P. 3–6. ISSN 1815-9400.

УДК 629.451

Дмитрий Яковлевич Антипин, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подвижной состав железных дорог» Брянского государственного технического университета (БГТУ),
Владимир Владимирович Кобищанов, доктор технических наук, профессор кафедры «Подвижной состав железных дорог» Брянского государственного технического университета (БГТУ),
Василий Федорович Лапшин, доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,
Артем Сергеевич Митраков, аспирант кафедры «Вагоны» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПАССАЖИРСКОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА, ОБОРУДОВАННОГО СИСТЕМОЙ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО НАКЛОНА КУЗОВА В КРИВЫХ

Dmitriy Yakovlevich Antipin, PhD in Engineering, Associate Professor, Head of Department of Railway Rolling Stock, Bryansk State Technical University (BSTU),
Vladimir Vladimirovich Kobischanov, DSc in Engineering, Professor, Department of Railway Rolling Stock, Bryansk State Technical University (BSTU),
Vasily Fedorovich Lapshin, DSc in Engineering, Professor, Department of Railway Cars, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,
Artem Sergeevich Mitravkov, graduate student, Department of Railway Cars, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Study of dynamic performance of a Russian passenger rolling stock, equipped with powered banking system

Аннотация

В среде программного комплекса «Универсальный механизм» разработана твердотельная компьютерная модель движения по реальным неровностям пути отечественного пассажирского состава, оборудованного пневматическими рессорами центральной ступени подвешивания и системой принудительного наклона кузова в кривых. Исследованы параметры ходовой динамики и выполнен анализ влияния работы системы принудительного наклона кузова на усилия взаимодействия колесных пар состава с путевой инфраструктурой. На основе использования компьютерных моделей антропометрических манекенов типа Hybrid III 50th Male Dummy дана оценка безопасности и комфорта перевозки пассажиров.

В результате сопоставления полученных данных с параметрами ходовой динамики адаптированного для российских железных дорог поезда Pendolino SM6 «Аллегро» сделаны выводы о возможности создания пассажирских поездов постоянного формирования, оборудованных системой принудительного наклона кузова в кривых, на базе отечественного подвижного состава.

Ключевые слова: подвижной состав, пассажирский вагон, принудительная система наклона кузова, динамические характеристики, безопасность движения, комфорт, антропометрические манекены.

Summary

A solid-state computer model of motion along real track irregularities of a Russian-made passenger train equipped with air springs and center stage suspension system and powered banking system has been developed in «Universal mechanism» software environment. Running dynamics parameters have been studied, and the influence of powered banking system on interaction between train wheelset and track infrastructure has been analyzed. Safety and comfort of passenger transport has been evaluated using computer anthropometric dummies Hybrid III 50th Male Dummy.

Following comparison of the obtained data with the running dynamics of Pendolino SM6 Allegro train, it is concluded that a permanent formation of passenger trains equipped with powered banking system is possible on the basis of the Russian-made rolling stock.

Keywords: rolling stock, passenger car, powered banking system, dynamic performance, traffic safety, comfort, anthropometric dummies.

ВВЕДЕНИЕ

На современном этапе развития пассажирских железнодорожных перевозок ключевыми направлениями являются повышение скоростей движения и сокращение времени нахождения пассажиров в пути. При этом на фоне роста конструкционных скоростей (максимальная скорость) средние маршрутные скорости остаются практически неизменными. Причина кроется в ограничениях на скорость движения состава в кривом участке пути, связанных с обеспечением безопасности в отношении опрокидывания вагона в кривых, а также комфортной перевозки пассажиров по уровню непогашенных боковых ускорений. Решением данной проблемы может стать использование пассажирского подвижного состава, оборудованного системой принудительного наклона кузова в кривых. Такая система позволяет обеспечить безопасность движения и снизить воздействие на пассажиров центробежного ускорения при движении в кривых участках пути с повышенными скоростями.

В настоящей статье рассматривается реализация системы принудительного наклона на базе отечественного электропоезда ЭД4М, оборудованного пневматическим подвешиванием. Электропоезд представляет собой секцию, состоящую из двух головных, двух прицепных и одного моторного вагона. Система построена на управлении уровнем опорных поверхностей пневматических рессор тележки при помощи

контроллера, определяющего необходимый угол наклона кузова на основе показаний расположенных на нем датчиков угловых ускорений.

РАЗРАБОТКА ТВЕРДОТЕЛЬНОЙ КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ ДВИЖЕНИЯ СОСТАВА ПО РЕАЛЬНЫМ НЕРОВНОСТЯМ ПУТИ

При помощи пространственных моделей основных несущих элементов кузовов вагонов и ходовых частей в среде программного комплекса «Универсальный механизм» [1] разработана твердотельная компьютерная модель электропоезда ЭД4М (рис. 1).

Модель представляет собой двухуровневую систему, включающую подсистемы первого уровня — «головной вагон», «прицепной вагон» и «моторный вагон», а также подсистемы второго уровня, описывающие работу ходовых частей и автосцепного оборудования.

Подсистемы первого уровня сформированы абсолютно твердыми телами, описывающими инерциальные характеристики кузова вагона, и соединены специальными силовыми элементами и шарнирами с подсистемами второго уровня — «тележка прицепного и головного вагона», «тележка моторного вагона» и «автосцепное устройство».

При моделировании кузова учитывается реальное расположение тяжеловесного внутреннего и навесного оборудования, экипажировки и пассажиров. Компьютерные модели подсистем «тележка прицепного вагона» и «тележка моторного вагона» представляют собой систему абсолютно твердых тел, связанных силовыми элементами и шарнирами.

Моделирование пневморессоры осуществляется в рамках модели GENSYS [2], описанной в цифровом процессоре Matlab/Simulink и интегрированной в разработанную компьютерную модель с использованием модуля UM Control комплекса «Универсальный механизм». Угол наклона на основании данных об ускорении кузова рассчитывается в программе Matlab/Simulink, управляющее воздействие передается в модель пневморессоры, изменяя угол наклона кузова.

Взаимодействие колес подсистем, описывающих ходовые части, с рельсами осуществляется в рамках модели, предусматривающей возможность двухточечного контакта. Профиль колеса по кругу катания принимается соответствующим новому (неизношенному) колесу.

Подсистема «автосцепное устройство» представляет собой совокупность абсолютно твердых тел, моделирующих основные несущие элементы, соединенные между собой контактными силовыми элементами и нелинейными упруго-диссипативными силовыми элементами, описывающими работу поглощающего аппарата и буферных устройств. Тяговое усилие моделируется приложением к колесным парам моторных тележек крутящих моментов, соответствующих тяговым характеристикам моторных вагонов электропоезда. Спротивление движению вагонов электропоезда учитывается в соответствии с рекомендациями, приведенными в [3].

Моделирование движения вагона рассматривается с учетом микронеровностей пути. Формирование случайных неровностей производится на основании функции спектральной плотности эквивалентной расчетной неровности в вертикальном и горизонтальном направлениях, определяемой для скоростей движения вагона до 200 км/ч по методике, приведенной в РД 32.68-96 [4]. Упруго-диссипативные характеристики верхнего строения пути учитываются для летнего периода при хорошем состоянии пути и рельсов типа Р65 (исполнение I, ГОСТ 8161-75 [5]) длиной 25 м, уложенных на железобетонные шпалы.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО НАКЛОНА КУЗОВА В КРИВЫХ НА ПАРАМЕТРЫ ХОДОВОЙ ДИНАМИКИ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА

С использованием разработанной компьютерной модели исследованы параметры ходовой динамики подвижного состава и усилия взаимодействия колес с рельсами для следующих режимов эксплуатации электропоезда:

движение по прямому участку пути со скоростями от 20 до 160 км/ч с шагом в 20 км/ч;

движение в кривых радиусом 300, 500, 700 и 1200 м с максимально допустимыми для соответствующих кривых скоростями; противошерстное прохождение стрелочного перевода с крестовиной марки 1/11 со скоростью 40 км/ч.

Рассматривались два варианта эксплуатации электропоезда — с функционирующей системой принудительного наклона кузова и без нее. По результатам моделирования оценивались такие параметры ходовой динамики и усилия взаимодействия колесных пар с рельсами:



Рис. 1. Твердотельная компьютерная модель электропоезда ЭД4М: 1 — подсистема «головной вагон»; 2 — подсистема «прицепной вагон»; 3 — подсистема «моторный вагон»

вертикальные и горизонтальные ускорения кузова на полу в пятниковом сечении в диапазоне частот 0–20 Гц;
коэффициенты вертикальной динамики подрессоренных масс вагонов;
рамные силы.

Показатели ходовой динамики вагона анализировались по средним значениям с вероятностью непревышения $P = 0,999$, полученным путем обработки осциллограмм временных зависимостей в соответствии с РД 24.050.37 [6].

Результаты моделирования — максимальные значения определяемых параметров для вагонов электропоезда при движении со скоростью 160 км/ч по прямому участку пути и в кривой и со скоростью 40 км/ч при прохождении стрелочного перевода — представлены в табл. 1.

Таблица 1

Динамические характеристики электропоезда

Параметр	С выключенной системой принудительного наклона кузова		С включенной системой принудительного наклона кузова	
	пр	кр	пр	кр
Вертикальные ускорения кузова, m/s^2	пр	0,32	0,32	0,32
	кр	0,52	0,43	0,43
	стр	0,86	0,78	0,78
Горизонтальные ускорения кузова, m/s^2	пр	0,40	0,39	0,39
	кр	0,36	0,27	0,27
	стр	1,62	1,26	1,26
Коэффициент вертикальной динамики подрессоренных масс вагонов	пр	0,04	0,04	0,04
	кр	0,09	0,06	0,06
	стр	0,25	0,21	0,21
Рамные силы, кН	пр	5,03	5,02	5,02
	кр	9,4	7,3	7,3
	стр	42,4	33,9	33,9

Примечание. В табл. 1, 2 и 5 приняты следующие обозначения: пр — движение по прямому участку пути; кр — движение в кривой; стр — прохождение стрелочного перевода.

Анализ данных табл. 1 позволяет сделать вывод о соответствии всех рассматриваемых параметров ходовой динамики требованиям нормативной документации [4]. При этом функционирование системы принудительного наклона кузова практически не влияет на показатели ходовой динамики на прямом участке пути. В кривых участках система позволяет снизить:

- вертикальные ускорения кузова — на 16 %;
- горизонтальные ускорения — на 24 %;
- коэффициент вертикальной динамики подрессоренных масс вагонов — на 30 %;
- рамные силы — на 22,5 %.

При прохождении стрелочного перевода с включенной системой принудительного наклона кузова наблюдается снижение: вертикальных ускорений — на 9 %; горизонтальных ускорений — на 22 %;

коэффициента вертикальной динамики подрессоренных масс вагонов — на 16 %;
рамных сил — на 20 %.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО НАКЛОНА КУЗОВА В КРИВЫХ НА УСИЛИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕС ЭЛЕКТРОПОЕЗДА С РЕЛЬСАМИ

В соответствии с НБ ЖТ ЦТ 03-98 [7] в качестве критериев влияния работы системы принудительного наклона кузова в кривых на усилия взаимодействия колес электропоезда приняты динамические напряжения в кромках подошвы рельса и боковые силы (табл. 2).

Таблица 2

Оценочные критерии взаимодействия колес электропоезда с рельсами

Параметр	С выключенной системой принудительного наклона кузова		С включенной системой принудительного наклона кузова	
	пр	кр	пр	кр
Динамические напряжения в кромках подошвы рельса (для стрелочного перевода в кромках подошвы переднего вылета рамного рельса), МПа	пр	53,0	53,0	53,0
	кр	71,4	68,5	68,5
	стр	132,5	124,6	124,6
Боковые силы (для стрелочного перевода в кромках подошвы переднего вылета рамного рельса), кН	пр	19,6	19,7	19,7
	кр	38,1	37,1	37,1
	стр	86,4	82,8	82,8

Как видно из табл. 2, полученные в результате моделирования показатели соответствуют оценочным критериям НБ ЖТ ЦТ 03-98 [7]. В частности, при движении электропоезда по прямому участку пути система принудительного наклона кузова не оказывает влияния на параметры взаимодействия колес электропоезда с рельсами. В кривых участках она позволяет снизить динамические напряжения в кромках подошвы рельса на 4 %, а боковые силы — на 2,7 %. При прохождении электропоездом стрелочного перевода эти показатели уменьшаются на 5,9 и 4,1 % соответственно.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО НАКЛОНА КУЗОВА В КРИВЫХ НА БЕЗОПАСНОСТЬ И КОМФОРТНОСТЬ ПЕРЕВОЗКИ ПАССАЖИРОВ

Для оценки динамических воздействий на пассажиров использованы твердотельные модели антропометрических манекенов типа Hybrid III 50th Male Dummy. В середине салона кузова размещались два манекена: один — в положении сидя, второй — в положении стоя (рис. 2).

Геометрические и весовые параметры антропометрического манекена приведены в табл. 3.

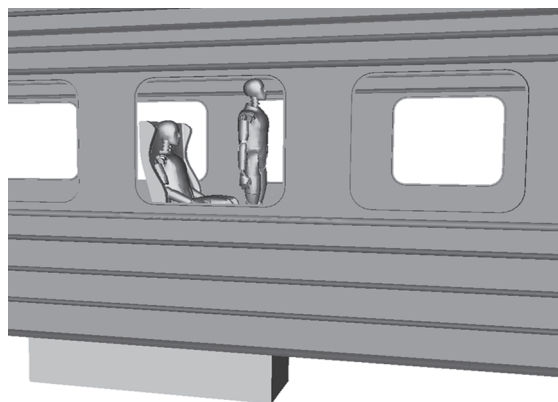


Рис. 2. Размещение твердотельных моделей антропометрических манекенов в кузове вагона

Таблица 3

Параметры манекена Hybrid III 50th Male Dummy

Вес частей тела	Значение, кг
Голова	4,54
Шея	1,54
Верхняя часть туловища	17,19
Нижняя часть туловища	23,04
Плечо	2,00
Предплечье	1,70
Кисть	0,57
Бедро	5,99
Голень	4,29
Стопа	1,16
Итого	77,7
Размеры частей тела	Значение, см
Окружность головы	59,7
Ширина головы	15,5
Высота головы	20,3
От плеча до локтя	33,4
От ягодиц до колена	59,2
Высота до колена	59,2
Высота в положении сидя	88,3
Высота в положении стоя	175,3

В соответствии с [8] критериями обеспечения безопасности и комфорта пассажиров являются: непогашенное ускорение, действующее на человека; исключение падения пассажиров в положении стоя и в положении сидя; исключение эффекта укачивания.

Условие обеспечения комфорта пассажиров в поездах с принудительным наклоном кузовов в кривых определяется по зависимости [9]

$$\frac{mV^2}{R} \cos \alpha = mg \sin \alpha, \quad (1)$$

где m — масса вагона, кг;

V — скорость, м/с;

R — радиус кривой, м;

g — ускорение свободного падения, м/с².

Исследования, проведенные европейскими специалистами, показали, что при полной компенсации центробежной силы и отсутствии соответствующих ускорений у пассажиров в дневное время суток наблюдается эффект укачивания из-за несогласованности ощущений положения тела и визуальной картины [10, 11]. Учет этого явления возможен на основе определения индексов комфортности [10].

Индекс комфорта пассажиров в кривой определяется по зависимости

$$P_{ст} = 100 \cdot \{ \max[A \cdot |\ddot{y}_{ls}|_{\max} + B \cdot |\dot{y}_{ls}|_{\max} \cdot C; 0] + (D \cdot |\dot{\phi}_{ls}|_{\max})^E \}, \quad (2)$$

где \ddot{y}_{ls} — боковое ускорение, действующее на кузов за 1 с, м/с²;

\dot{y}_{ls} — изменение бокового ускорения, действующего на кузов в течение 1 с, м/с³;

$\dot{\phi}_{ls}$ — скорость изменения угла наклона кузова за 1 с, град/с;

A, B, C, D, E — постоянные индекса комфортности пассажиров, принимаемые в соответствии с [11].

Коэффициент укачивания рассчитывается следующим образом:

$$MSDV_z(t) = k_{MSDV} \sqrt{\int_0^t a_{wf}^2(t) \cdot dt}, \quad (3)$$

где a_{wf}^2 — частотно-взвешенное вертикальное ускорение, м/с²;

$k_{MSDV} = 1/3$ — коэффициент для смешанного населения взрослых женщин и мужчин, не способных к адаптации, у которых вероятнее всего будет наблюдаться эффект укачивания.

Индекс подверженности укачиванию определяется по зависимости

$$IR(t) = \frac{MSDV_z(t)}{50} \quad (4)$$

и градуируется по шкале от 0 до 3.

Результаты оценки уровня безопасности и комфортности перевозки пассажиров по описанным критериям приведены в табл. 4.

Таблица 4

Критерии обеспечения безопасности и комфорта пассажиров при прохождении поездом кривой со скоростью 160 км/ч

Параметр	С выключенной системой принудительного наклона кузова	С включенной системой принудительного наклона кузова
Непогашенное ускорение, действующее на человека, м/с ²	0,92	0,73
IR(t)	2	1

На основании данных, представленных в табл. 4, можно сделать вывод о соответствии полученных при моделировании критериев обеспечения безопасности и комфорта пассажиров требованиям отечественных и европейских нормативных документов [9, 12] только при движении электропоезда с функционирующей системой принудительного наклона кузова. В случае отказа системы необходимо снизить скорости прохождения кривых участков пути до 80 км/ч [13].

СОПОСТАВЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ХОДОВОЙ ДИНАМИКИ РАССМАТРИВАЕМОЙ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА И ПОЕЗДА PENDOLINO SM6 «АЛЛЕГРО»

В настоящее время в Российской Федерации на маршруте Санкт-Петербург — Хельсинки эксплуатируется поезд Pendolino SM6 «Аллегро» производства фирмы Talgo (Испания), оборудованный системой принудительного наклона кузова в кривых. В табл. 5 приведены результаты сравнения параметров ходовой динамики и взаимодействия колес с рельсами, полученные при сертификационных испытаниях поезда Pendolino SM6 [14], с результатами моделирования движения рассматриваемой конструкции электропоезда.

Анализ данных табл. 5 показывает, что параметры ходовой динамики и усилия взаимодействия колес с рельсами, полученные для электропоезда ЭД4М, оборудованного системой принудительного наклона кузова, максимально отличаются от параметров электропоезда Pendolino SM6:

- по вертикальным ускорениям — на 16 %;
- по горизонтальным ускорениям — на 27 %;
- по коэффициенту вертикальной динамики подрессоренных масс вагонов — на 15 %;
- по рамным силам — на 20 %;
- по динамическим напряжениям в кромках подошвы рельс — на 27 %;
- по боковым силам — на 32 %.

Таким образом, динамические характеристики предлагаемой конструкции поезда по сравнению с электропоездом

Pendolino SM6 [13], оборудованным системой принудительного наклона кузова, различаются не более чем на 15 %. Это свидетельствует о возможности создания поездов с принудительным наклоном кузова, не уступающих по своим динамическим характеристикам зарубежным аналогам, на базе отечественного подвижного состава.

Таблица 5

Сопоставление динамических характеристик рассматриваемого электропоезда и Pendolino SM6

Параметр	Рассматриваемая конструкция электропоезда		Pendolino SM6 «Аллегро»
	пр	кр	
Вертикальные ускорения кузова, м/с ²	пр	0,32	0,38
	кр	0,43	0,47
	стр	0,78	0,76
Горизонтальные ускорения кузова, м/с ²	пр	0,39	0,45
	кр	0,27	0,37
	стр	1,26	1,18
Коэффициент вертикальной динамики подрессоренных масс вагонов	пр	0,04	0,05
	кр	0,06	0,07
	стр	0,21	0,22
Рамные силы, кН	пр	5,02	5,72
	кр	7,3	6,43
	стр	33,9	28,3
Динамические напряжения в кромках подошвы рельса (для стрелочного перевода в кромках подошвы переднего вылета рамного рельса), МПа	пр	53,0	56
	кр	68,5	94
	стр	124,6	138
Боковые силы (для стрелочного перевода в кромках подошвы переднего вылета рамного рельса), кН	пр	19,7	20,9
	кр	29,5	20,06
	стр	82,8	90,1

Литература

1. Михальченко Г. С., Погорелов Д. Ю., Симонов В. А. Совершенствование динамических качеств подвижного состава железных дорог средствами компьютерного моделирования // Тяжелое машиностроение. 2003. № 12. С. 2–6. ISSN 0131-1336.
2. Presthus M. Derivation of Air Spring Model Parameters for Train Simulation / Department of Applied Physics and Mechanical Engineering. Lulea University of Technology, 2002. 75 p.
3. Гребенюк П. Т., Долганов А. Н., Скворцов А. И. Тяговые расчеты : справочник. М. : Транспорт, 1987. 272 с.
4. РД 32.68-96. Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. М. : ВНИИЖТ, 1997. 20 с.
5. ГОСТ 8161–75. Рельсы железнодорожные типа Р65. Конструкция и размеры. М. : Изд-во стандартов, 1986.

References

1. Mikhailchenko G. S., Pogorelov D. Yu., Simonov V. A. Sovershenstvovanie dinamicheskikh kachestv podvizhnogo sostava zheleznykh dorog sredstvami kompyuternogo modelirovaniya [Improvement of dynamic performance of a railway rolling stock by means of computer modeling] // Tyazheloe mashinostroenie. 2003. № 12. P. 2–6. ISSN 0131-1336.
2. Presthus M. Derivation of Air Spring Model Parameters for Train Simulation / Department of Applied Physics and Mechanical Engineering. Lulea University of Technology, 2002. 75 p.
3. Grebenyuk P. T., Dolganov A. N., Skvortsov A. I. Tyagovye raschety : spravochnik [Traction calculations : reference book]. М. : Transport, 1987. 272 p.
4. RD 32.68-96. Raschetnye nerovnosti zheleznodorozhnogo puti dlya ispolzovaniya pri issledovaniyakh i proektirovaniy passazhirskikh i gruzovykh vagonov [Nominal railway track irregularities for use in the research and design of passenger and freight cars]. М. : VNIIZhT, 1997. 20 p.
5. GOST 8161–75. Relsy zheleznodorozhnye tipa R65. Konstruktsiya i razmery [Railway rails, type R65. Design and dimensions]. М. : Izd-vo standartov, 1986.

6. РД 24.050.37. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества. М. : ГосНИИВ, 1995. 102 с.
7. НБ ЖТ ЦТ 03-98. Электропоезда. Нормы безопасности. М. : МПС России, 1998.
8. Достоинства и недостатки технологии наклона кузова // Железные дороги мира. 2009. № 7. С. 60–66. ISSN 0321-1495.
9. Шахунянец Г. М. Железнодорожный путь : учебник для вузов ж.-д. трансп. М. : Транспорт, 1969. 536 с.
10. CEN: (2006). Railway applications — Track alignment design parameters — Track gauges 1435 and wider. Part 1: Plain line, enquiry version prEN13803–1. CEN. Brussels.
11. CEN: (2007). Railway applications — Ride comfort for passengers — Measurements and evaluation, enquiry version prEN12299. CEN. Brussels.
12. ISO: (1997). Mechanical vibration and shock — Evaluation of human exposure to whole body vibrations. Part 1: General requirements. ISO 2631–1.2 ISO. Geneva.
13. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М. : ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. 319 с.
14. Воздействие на путь вагонов электропоезда «Аллегро» (Pendolino SM6), оборудованных системой активного принудительного наклона кузова в кривых / А. М. Бржезовский, С. В. Толмачев, Д. Н. Аршинцев и др. // Вестник ВНИИЖТ. 2012. № 5. С. 16–23. ISSN 2223-9731.
6. RD 24.050.37. Vagony gruzovye i passazhirskie. Metody ispytaniy na prochnost i khodovye kachestva [Freight and passenger cars. Durability and drivability test methods]. М. : GosNIIV, 1995. 102 p.
7. NB ZhT TsT 03-98. Elektropoezda. Normy bezopasnosti [Electric trains. Safety standards]. М. : MPS Rossii, 1998.
8. Dostoinstva i nedostatki tekhnologii naklona kuzova [Advantages and disadvantages of banking systems] // Zheleznnye dorogi mira. 2009. № 7. P. 60–66. ISSN 0321-1495.
9. Shakhunyants G. M. Zheleznodorozhnyy put : uchebnik dlya vuzov zh.-d. transp. [Railway track : a textbook for railway universities]. М. : Transport, 1969. 536 p.
10. CEN: (2006). Railway applications — Track alignment design parameters — Track gauges 1435 and wider. Part 1: Plain line, enquiry version prEN13803-1. CEN. Brussels.
11. CEN: (2007). Railway applications — Ride comfort for passengers — Measurements and evaluation, enquiry version prEN12299. CEN. Brussels.
12. ISO: (1997). Mechanical vibration and shock — Evaluation of human exposure to whole body vibrations. Part 1: General requirements. ISO 2631–1.2 ISO. Geneva.
13. Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamokhodnykh) [Rules for calculation and design of railway cars of RMR railways with 1520 mm gauge (non-self propelled)]. М. : GosNIIV-VNIIZhT, 1996. 319 p.
14. Vozdeystvie na put vagonov elektropoezda Allegro (Pendolino SM6), oborudovannykh sistemoy aktivnogo prinuditelnogo naklona kuzova v krivykh [Track impact of Allegro (Pendolino SM6) electric cars equipped with powered banking system] / A. M. Brzhezovskiy, S. V. Tolmachev, D. N. Arshintsev i dr. // Vestnik VNIIZhT. 2012. № 5. P. 16–23. ISSN 2223-9731.

УДК 629.4.027

Виктор Алексеевич Нехаев, доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС),
Виктор Александрович Николаев, доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС),
Марат Хайргельдаевич Минжасаров, аспирант кафедры «Теоретическая механика» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС)

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ И ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ ЭЛЕКТРОВЗОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ НЕЛИНЕЙНЫМ РЕССОРНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ

Viktor Alexeyevich Nekhaev, DSc in Engineering, Professor, Department of Theoretical Mechanics, Omsk State Transport University (OSTU),
Viktor Alexandrovich Nikolaev, DSc in Engineering, Professor, Department of Theoretical Mechanics, Omsk State Transport University (OSTU),
Marat Khayrgeldaeovich Minzhasarov, graduate student, Department of Theoretical Mechanics, Omsk State Transport University (OSTU)

Improving dynamic and traction performance of new generation electric locomotives using nonlinear spring suspension

Аннотация

В статье рассматривается один из способов совершенствования динамических и тяговых свойств локомотивов — на основе принципа компенсации внешних возмущений. Предложены математические модели вертикальной динамики электровозов нового поколения. Проведен сравнительный анализ типового и квазиинвариантного рессорного подвешивания.

Ключевые слова: рессорное подвешивание локомотивов, математическая модель локомотива, нелинейный упругий элемент, динамические показатели.

Summary

The article describes one of the ways to improve the dynamic and traction performance of locomotives, based on the principle of compensation of external disturbances. Mathematical models of vertical dynamics of the new generation of electric locomotives are proposed. A comparative analysis of the standard and quasiinvariant spring suspension has been performed.

Keywords: spring suspension of locomotives, mathematical model of locomotive, nonlinear elastic element, dynamic performance.

ВВЕДЕНИЕ

Увеличение массы поездов и скорости их движения — важная и актуальная задача железнодорожного транспорта. Один из способов ее решения — повышение тяговых и динамических свойств современных локомотивов. Несмотря на то что последние 10 лет происходит обновление парка тягового подвижного состава, конструкция рессорного подвешивания, представляющая собой комбинацию линейных винтовых пружин и гидравлических демпферов, не всегда отвечает критериям надежности и безопасности движения.

Известно [1], что главная функция рессорного подвешивания состоит в защите надрессорного строения от воздействия динамических нагрузок со стороны пути, которые, как правило, носят случайный характер. Наиболее эффективные виброзащитные свойства рессорного подвешивания достигаются при выполнении ряда критериев. Один из таких критериев — разница между собственной частотой механической колебательной системы и частотой внешнего возмущения в 1,41 раза [2]. Соблюдение данного условия возможно за счет увеличения статического прогиба или гибкости рессорного подвешивания. Именно это обстоятельство вынуждает создавать двухступенчатое рессорное подвешивание на локомотивах. Увеличение статического прогиба и гибкости подвешивания приводит к увеличению размеров упругих элементов, которые на современных локомотивах представляют собой обычные винтовые пружины, однако из-за габаритных ограничений этот способ решения задачи эффективной виброзащиты затруднителен.

Существуют и другие методы понижения жесткости рессорного подвешивания, которые представлены в работах [3, 4]. Они основаны на применении упругих элементов с нелинейной силовой характеристикой.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОВЗОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

При выполнении расчетов математическая модель взаимодействия экипажа и пути должна отражать наиболее существенные характеристики исследуемой динамической системы и протекающих в ней процессов. При этом для упрощения расчетов и снижения трудоемкости вычислений часто принимают ряд допущений:

кузов, тележки и необрессоренные элементы экипажа считаются абсолютно твердыми телами;

движение колесных пар по рельсам безотрывное;

масса тягового электродвигателя распределена пополам между массой тележки и неподдресоренными массами в случае опорно-осевого подвешивания (грузовые электровозы) [5] и отнесена к массе тележки в случае опорно-рамного подвешивания (пассажирские электровозы);

верхнее строение пути представлено в виде сосредоточенной массы с упругими и диссипативными параметрами (погрешность не более 12%) [5–7];

экипаж симметричный;

колебания малые;

возмущающее воздействие на экипаж принимается случайным.

Для построения математической модели динамики экипажа при его движении воспользуемся энергетическим методом Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

где T — кинетическая энергия экипажа и пути;

q_i и \dot{q}_i — обобщенные координаты и их производные;

Φ — диссипативная функция колебательных процессов;

Π — потенциальная энергия системы;

Q_i — обобщенные внешние силы.

В первую очередь назначим обобщенные координаты и введем параметры, необходимые для расчета: z_k — вертикальное перемещение кузова; φ_k — угловое перемещение кузова; z_{rk} — вертикальное перемещение k -й тележки; φ_{rk} — угловое перемещение k -й тележки; z_{di} — вертикальные колебания i -го демпфера; z_{kni} — вертикальные колебания i -й колесной пары; z_{ni} — вертикальные колебания участка пути, приведенного к i -й колесной паре; η_i — случайная функция неровности рельса под i -й колесной парой; m_k — масса кузова; m_r — масса обрессоренных частей тележки; $m_{кп}$ — масса колесной пары; m_n — приведенная масса пути; c_k — жесткость кузовной ступени подвешивания; c_6 — жесткость буксовой ступени подвешивания; c_n — приведенная жесткость пути; β_k — коэффициент вязкого трения кузовной ступени подвешивания; β_6 — коэффициент вязкого трения буксовой ступени подвешивания; β_n — приведенный коэффициент вязкого трения пути. Значения упруго-диссипативных и инерционных параметров экипажа и пути определим, используя данные, приведенные в работах [5, 7, 8]. Здесь $k = 1, 2$; $i = 1, \dots, 4$, нумерация тележек и колесных пар — по ходу локомотива.

Исходя из цели исследования и поставленных задач принята плоская расчетная схема экипажа с 10 степенями свободы (рис. 1) для магистрального электровоза 2ЭС10.

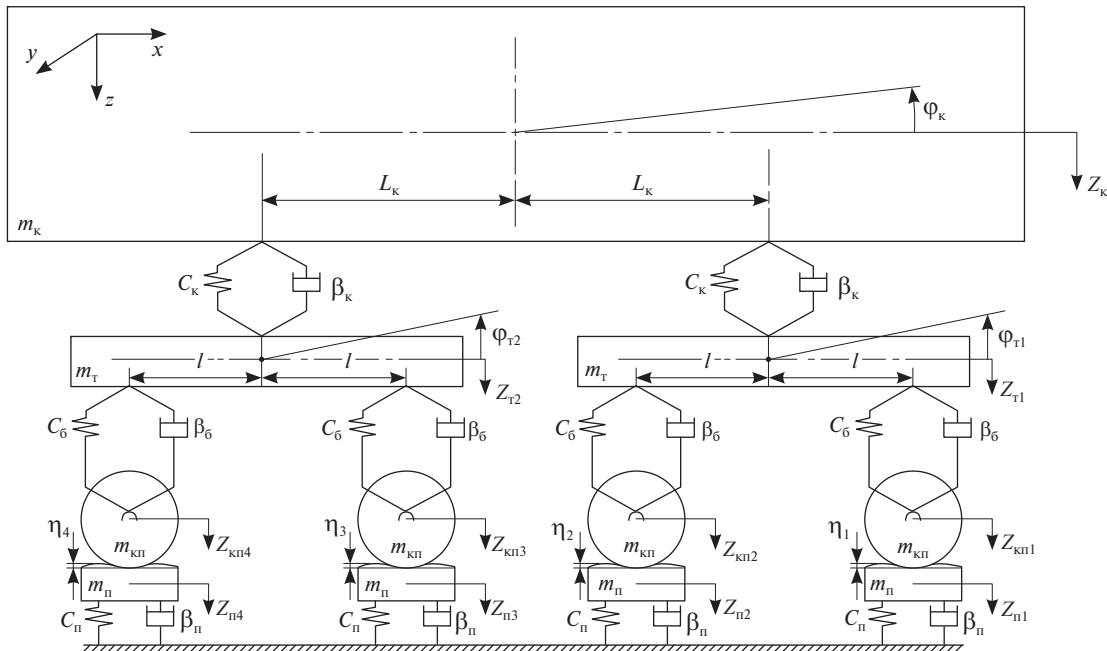


Рис. 1. Плоская расчетная схема магистрального электровоза 2ЭС10

После выбора обобщенных координат необходимо определить кинетическую, потенциальную энергию и диссипативную функцию системы (1).

Кинетическая энергия системы:

$$T = \frac{1}{2} m_k \dot{z}_k^2 + \frac{1}{2} J_k \dot{\phi}_k^2 + \frac{1}{2} m_T \sum_k \dot{z}_{Tk}^2 + \frac{1}{2} J_T \sum_k \dot{\phi}_{Tk}^2 + \frac{1}{2} m_{кп} \sum_i \dot{z}_i^2 + \frac{1}{2} m_{п} \sum_i (\dot{z}_{кпi} - \dot{\eta}_i)^2. \quad (2)$$

Потенциальная энергия системы:

$$\Pi = \frac{1}{2} c_k \sum_k \Delta_{kk}^2 + \frac{1}{2} c_6 \sum_i \Delta_{6i}^2 + \frac{1}{2} c_{п} \sum_i \Delta_{пi}^2. \quad (3)$$

Диссипативная функция определится аналогично потенциальной энергии:

$$\Phi = \frac{1}{2} \beta_k \sum_k \Delta_{kk}^2 + \frac{1}{2} \beta_6 \sum_i \Delta_{6i}^2 + \frac{1}{2} \beta_{п} \sum_i \Delta_{пi}^2. \quad (4)$$

По полученным выражениям энергии системы (2)–(4) определим частные производные по каждой обобщенной координате и подставим в формулу (1). В итоге получим систему из 10 дифференциальных уравнений, описывающих динамику исследуемого экипажа:

$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = M_*\ddot{\eta} + B_*\dot{\eta} + C_*\eta, \quad (5)$$

где $M = \text{diag}\{m_k, J_k, m_{T1}, J_{T1}, m_{T2}, J_{T2}, m_{кп1}, m_{кп2}, m_{кп3}, m_{кп4}\}$,

$$M_* = \text{diag}\{0, 0, 0, 0, 0, 0, m_{п}, m_{п}, m_{п}, m_{п}\},$$

$$B_* = \text{diag}\{0, 0, 0, 0, 0, 0, \beta_{п}, \beta_{п}, \beta_{п}, \beta_{п}\},$$

$C_* = \text{diag}\{0, 0, 0, 0, 0, 0, c_{п}, c_{п}, c_{п}, c_{п}\}$ — диагональные матрицы инерционных, диссипативных и жесткостных коэффициентов экипажа и пути;

$$B = \begin{pmatrix} 2\beta_k & 0 & -\beta_k & 0 & -\beta_k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2\beta_k L_k^2 & \beta_k L_k & 0 & -\beta_k L_k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\beta_k & \beta_k L_k & \beta_k + 2\beta_6 & 0 & 0 & 0 & -\beta_6 & -\beta_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2\beta_6 l^2 & 0 & 0 & \beta_6 l^2 & -\beta_6 l^2 & 0 & 0 \\ -\beta_k & -\beta_k L_k & 0 & 0 & \beta_k + 2\beta_6 & 0 & 0 & 0 & -\beta_6 & -\beta_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2\beta_6 l^2 & 0 & 0 & \beta_6 l & -\beta_6 l \\ 0 & 0 & -\beta_6 & \beta_6 l^2 & 0 & 0 & \beta_6 + \beta_{п} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\beta_6 & -\beta_6 l^2 & 0 & 0 & 0 & \beta_6 + \beta_{п} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\beta_6 & \beta_6 l & 0 & 0 & \beta_6 + \beta_{п} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\beta_6 & -\beta_6 l & 0 & 0 & 0 & \beta_6 + \beta_{п} \end{pmatrix}$$

матрица диссипативных коэффициентов экипажа;

$$C = \begin{pmatrix} 2c_k & 0 & -\beta_k & 0 & -c_k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2c_k L_k^2 & c_k L_k & 0 & -c_k L_k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_k & c_k L_k & c_k + 2c_6 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & -c_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2c_6 l^2 & 0 & 0 & c_6 l^2 & -c_6 l^2 & 0 & 0 \\ -c_k & -c_k L_k & 0 & 0 & c_k + 2c_6 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & -c_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2c_6 l^2 & 0 & 0 & c_6 l & -c_6 l \\ 0 & 0 & -c_6 & c_6 l^2 & 0 & 0 & c_6 + c_{п} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_6 & -c_6 l^2 & 0 & 0 & 0 & c_6 + c_{п} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & c_6 l & 0 & 0 & c_6 + c_{п} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & -c_6 l & 0 & 0 & 0 & c_6 + c_{п} \end{pmatrix}$$

матрица жесткостных коэффициентов экипажа.

Система дифференциальных уравнений (5) линейна и представляет собой математическую модель вертикальной динамики магистрального электровоза 2ЭС10.

Важная особенность колебаний железнодорожных экипажей — случайный характер внешних возмущений. В настоящее время не существует единой точки зрения относительно математической модели внешних возмущений. Для аппроксимации спектральной плотности внешних возмущений во многих случаях используется эмпирическая формула профессора А. И. Беляева [9]

$$S(\omega, V) = \frac{\alpha D}{\pi} \cdot \frac{\alpha^2 + \beta^2 + \omega^2}{(\alpha^2 + \beta^2 - \omega^2)^2 + 4\alpha^2\omega^2}, \quad (6)$$

где V — скорость движения, км/ч;
 D — дисперсия ускорения, m^2/c^4 ;
 α и β — коэффициенты, c^{-1} .

Параметры α и β являются функцией скорости движения локомотива, определяются типом шпал, балласта, периодом года, а также состоянием пути.

На рис. 2 представлена спектральная плотность виброускорений буксы тепловоза 2ТЭ10Л. Испытания проведены для летнего периода при хорошем состоянии пути на рельсах Р65.

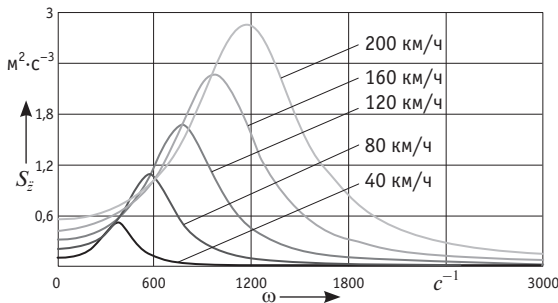


Рис. 2. Спектральная плотность ускорения буксы локомотива 2ТЭ10Л

При разработке математических моделей взаимодействия экипажа и пути зачастую получаются модели, которые достаточно сложно решить. В нашем случае математическая модель представляет собой систему из 10 дифференциальных уравнений. Чтобы упростить систему (5), используем симметрию экипажа [3]:

$$\begin{cases} \ddot{z}_T = \dot{z}_{T1} + \dot{z}_{T2}; \quad \dot{z}_T = \dot{z}_{T1} + \dot{z}_{T2}; \\ \ddot{z}_{кп} = \sum_{j=1}^4 \dot{z}_{кпj}; \quad \dot{z}_{кп} = \sum_{j=1}^4 \dot{z}_{кпj}. \end{cases} \quad (7)$$

После необходимых преобразований получим систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_k \ddot{z}_k + \beta_k (\dot{z}_k - \dot{z}_T) + c_k (z_k - z_T) = 0; \\ m_T \ddot{z}_T + \beta_k (\dot{z}_T - \dot{z}_k) + \beta_6 (\dot{z}_T - \dot{z}_{кп}) + c_k (z_T - z_k) + c_6 (z_T - z_{кп}) = 0; \\ (m_{кп} + m_n) \ddot{z}_{кп} + \beta_6 (\dot{z}_{кп} - \dot{z}_T) + \beta_n \dot{z}_{кп} + c_6 (z_{кп} - z_T) + \\ + c_n z_{кп} = m_n \sum_{j=1}^4 \ddot{\eta}_j + \beta_n \sum_{j=1}^4 \dot{\eta}_j + c_n \sum_{j=1}^4 \eta_j. \end{cases} \quad (8)$$

Система (8) представляет собой математическую модель вертикальной динамики электровоза 2ЭС10.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ И ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ ЭЛЕКТРОВЗОВ НЕЛИНЕЙНЫМ РЕССОРНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ

Как уже было отмечено, нелинейные элементы, используемые в конструкции рессорного подвешивания, позволяют получить наиболее оптимальные характеристики виброзащиты. В работах [3, 4] эффективная система виброзащиты строится на принципе компенсации внешних возмущений: в типовое рессорное подвешивание вводится дополнительный канал передачи энергии, которая направлена на компенсацию динамической реакции основных упругих элементов. Структурная схема рессорного подвешивания, основанного на этом принципе, представлена на рис. 3.

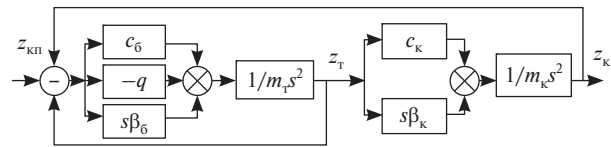


Рис. 3. Структурная схема двухканальной системы виброзащиты

На структурной схеме (см. рис. 3) в буксовой ступени подвешивания изображено корректирующее устройство, которое необходимо для формирования второго канала передачи усилия, направленного на ослабление динамической реакции основного упругого элемента. Корректирующее устройство можно представить в виде упругого элемента с s -образной силовой характеристикой.

Определим из передаточной функции всей системы передаточную функцию компенсирующего устройства [10]:

$$W(p) = \frac{W_*(p)}{1 + W_*(p)}, \quad (9)$$

где $W_*(p) = [W_k(p) + W_{пп}(p)]W_m(p)$.

Система будет обладать наиболее оптимальными свойствами виброзащиты [3], если

$$W(p) = 0, \quad (10)$$

т. е.

$$W_k(p) = -W_{пп}(p) = -c. \quad (11)$$

Выражение (9) представляет собой передаточную функцию рессорного подвешивания, основанного на принципе компенсации внешнего возмущения, которое можно применить на локомотивах нового поколения.

Использование в конструкции системы виброзащиты нелинейных элементов с s -образной силовой характеристикой параллельно основным упругим элементам с линейной силовой характеристикой позволяет получить для буксовой ступени подвешивания суммарную нелинейную характеристику, наиболее удачно ее можно аппроксимировать кубической параболой (рис. 4)

$$P = \alpha x + \beta x^3, \quad (12)$$

где $\alpha = 1,4286$, $\beta = 0,0050386$ — коэффициенты аппроксимации, методика определения которых представлена в работе [3].

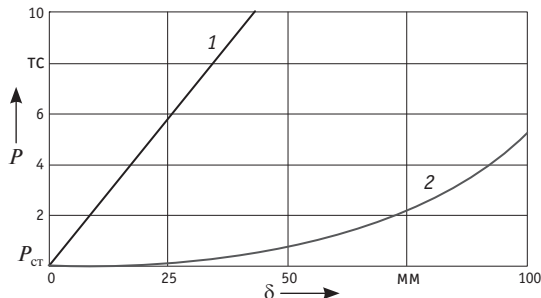


Рис. 4. Силовые характеристики типового (1) и нелинейного (2) рессорного подвешивания

Нелинейность суммарной силовой характеристики буксовой ступени вынуждает применить для описания вертикальной динамики локомотива нелинейные дифференциальные уравнения, решение которых — непростая задача. Так как внешние возмущения носят случайный характер, для линеаризации данных уравнений используем метод статистической линеаризации [11]. Методика определения коэффициентов статистической линеаризации для кубической параболы приведена в работе [12]:

коэффициент статистической линеаризации по неслучайным составляющим

$$k_1 = 3\beta\sigma_\delta^2; \quad (13)$$

где σ_δ — среднеквадратическое отклонение динамического прогиба;

коэффициент статистической линеаризации по случайным составляющим

$$k_2 = \sqrt{15}\beta\sigma_\delta^2. \quad (14)$$

Так как значение коэффициента k_1 завышенное, а коэффициента k_2 заниженное [11, 12], используем усредненное значение:

$$k = 0,5(k_1 + k_2). \quad (15)$$

В итоге получим значение жесткости буксовой ступени подвешивания, которое зависит от значения динамического прогиба:

$$c_6 = k\sigma_\delta + \beta. \quad (16)$$

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТИПОВОГО И НЕЛИНЕЙНОГО РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

Для сравнительного анализа воспользуемся математической моделью вертикальной динамики локомотива (8). Систему уравнений второго порядка решим при помощи программы

Mathcad 14. Так как внешние возмущения носят случайный характер, решение системы будем искать в частотной области. Поскольку для этого необходимо определить передаточные функции обобщенных координат системы, произведем преобразование системы (8) по Лапласу и решим ее методом Крамера. Значения инерционных и упруго-диссипативных параметров примем в расчете на одну колесную пару магистрального электровоза 2ЭС10.

Вектор передаточных функций обобщенных координат:

$$\vec{W}(s) = \frac{\vec{Z}(s)}{\vec{H}(s)} = \begin{pmatrix} \vec{W}_{z_k}(s) \\ \vec{W}_{z_r}(s) \\ \vec{W}_{z_{kn}}(s) \end{pmatrix}. \quad (17)$$

В первую очередь нас интересуют показатели вертикальной динамики, а именно вертикальные виброускорения кузова и тележек (рис. 5 и 6), значения которых обусловлены динамическими нагрузками, действующими на локомотивную бригаду и оборудование локомотива:

$$\begin{cases} S_{\ddot{z}_k}(\omega) = |W_{z_k}(j\omega)|^2 S_\eta(\omega) \cdot \omega^4; \\ S_{\ddot{z}_r}(\omega) = |W_{z_r}(j\omega)|^2 S_\eta(\omega) \cdot \omega^4; \end{cases} \quad (18)$$

$$\begin{cases} \sigma_{\ddot{z}_k} = \sqrt{2 \int_0^\infty S_{\ddot{z}_k}(\omega) d\omega}; \\ \sigma_{\ddot{z}_r} = \sqrt{2 \int_0^\infty S_{\ddot{z}_r}(\omega) d\omega}. \end{cases} \quad (19)$$

В качестве показателя тяговых характеристик локомотива используем давление на путь, для определения которого необходимо найти передаточную функцию. Давление на путь вычисляется с помощью третьего дифференциального уравнения системы (8), в котором правую часть нужно заменить на $-P_p$, а в левой части принять все характеристики равными нулю. Тогда:

$$P_p(p) = -[m_{кп} s^2 + \beta_6 s + c_6] z_{кп}(s) + (\beta_6 s + c_6 z_r)(s). \quad (20)$$

Но известно, что

$$\begin{cases} z_r(p) = W_{z_r}(j\omega)\eta(s); \\ z_{кп}(p) = W_{z_{кп}}(j\omega)\eta(s), \end{cases} \quad (21)$$

следовательно, после необходимых преобразований получим передаточную функцию для давления колесной пары на путь:

$$\frac{P_p(s)}{\eta(s)} = W_p(s) = -[m_{кп} s^2 + \beta_6 s + c_6] \times \\ \times W_{z_{кп}}(s) + (\beta_6 s + c_6 z_r) W_{z_r}(s). \quad (22)$$

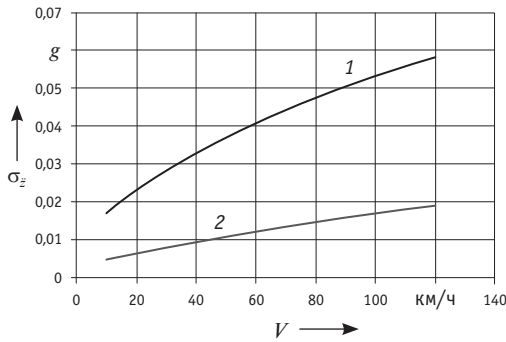


Рис. 5. Среднеквадратическое отклонение ускорения кузова:
1 — с типовым подвешиванием;
2 — с нелинейным подвешиванием

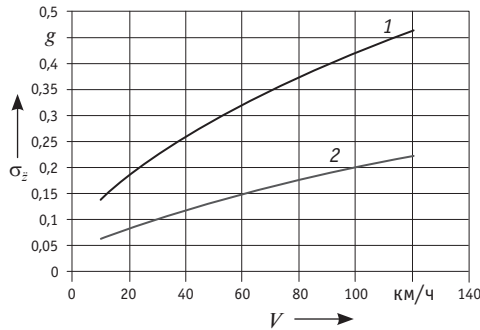


Рис. 6. Среднеквадратическое отклонение ускорения тележки:
1 — с типовым подвешиванием;
2 — с нелинейным подвешиванием

Таким образом, спектральная плотность давления колесной пары на путь и его среднеквадратическое отклонение равны (рис. 7)

$$\begin{cases} S_P(\omega) = |W_P(j\omega)|^2 S_{\eta}(\omega); \\ \sigma_P = \sqrt{2 \int_0^{\infty} S_P(\omega) d\omega}. \end{cases} \quad (23)$$

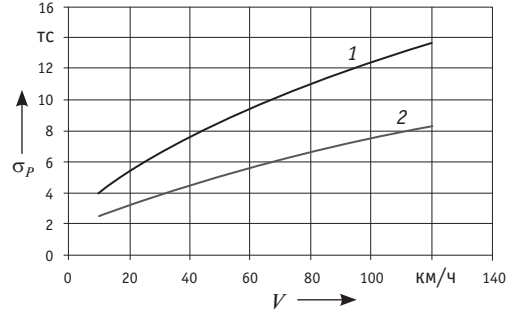


Рис. 7. Среднеквадратическое отклонение динамической добавки давления на рельс:
1 — с типовым подвешиванием;
2 — с нелинейным подвешиванием

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные результаты показывают, что введение компенсирующего устройства в буксовую ступень рессорного подвешивания локомотива обеспечивает улучшение показателей динамических качеств электровоза по сравнению с традиционным способом — увеличением статического прогиба типовой схемы обрессоривания. Например, при скорости 80 км/ч среднеквадратическое отклонение кузова уменьшается в 3 раза, тележки — в 2 раза, а самое главное, снижается давление колеса на рельс, что улучшает тяговые качества локомотива. В результате это позволяет увеличить массу поезда и скорость его движения, а значит, служит основой для повышения провозной и пропускной способности железных дорог.

Литература

1. Галиев И. И., Нехаев В. А., Николаев В. А. Методы и средства виброзащиты железнодорожных экипажей. М.: Учеб.-метод. центр по образованию на ж.-д. трансп., 2010. 340 с.
2. Виброзащитные системы с квазинулевой жесткостью / П. М. Алабузhev, А. А. Гритчин, Л. И. Ким и др.; под ред. К. М. Рагульска. Л.: Машиностроение, 1986. 96 с.
3. Николаев В. А. Разработка методов аналитического конструирования квазиинвариантных систем рессорного подвешивания железнодорожных экипажей: дис. ... д-ра техн. наук. Омск: ОмГУПС, 2003. 362 с.
4. Нехаев В. А. Взаимодействие экипажа с квазиинвариантной системой подвешивания и неравноупругого по протяженности пути: дис. ... канд. техн. наук. Омск: ОмИИТ, 1983. 214 с.
5. Бирюков И. В. Механическая часть тягового подвижного состава. М.: Транспорт, 1992. 440 с.
6. Камаев В. А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава. М.: Машиностроение, 1980. 215 с.

References

1. Galiev I. I., Nekhaev V. A., Nikolaev V. A. Metody i sredstva vibrozashchity zheleznodorozhnykh ekipazhey [Methods and means of vibration protection of railway vehicles]. M.: Ucheb.-metod. tsentr po obrazovaniyu na zh.-d. transp., 2010. 340 p.
2. Vibrozashchitnye sistemy s kvazinulevoy zhestkostyu [Vibration isolation system with a quasi-zero stiffness] / P. M. Alabuzhev, A. A. Gritchin, L. I. Kim i dr.; pod red. K. M. Ragul'skisa. L.: Mashinostroenie, 1986. 96 p.
3. Nikolaev V. A. Razrabotka metodov analiticheskogo konstruirovaniya kvaziinvariantnykh sistem resornogo podveshivaniya zheleznodorozhnykh ekipazhey: dis. ... d-ra tekhn. nauk [Development of analytical design methods of quasi-invariant spring suspension systems of railway vehicles: DSc in Engineering Thesis]. Omsk: OmGUPS, 2003. 362 p.
4. Nekhaev V. A. Vzaimodeystvie ekipazha s kvaziinvariantnoy sistemoy podveshivaniya i neravnouprugogo po protyazhennosti puti: dis. ... kand. tekhn. nauk [Interaction of train crew with quasiinvariant suspension system and track with varying elasticity along its length: PhD in Engineering Thesis]. Omsk: OmIIT, 1983. 214 p.
5. Biryukov I. V. Mekhanicheskaya chast tyagovogo podvizhnogo sostava [Mechanical part of traction rolling stock]. M.: Transport, 1992. 440 p.
6. Kamaev V. A. Optimizatsiya parametrov khodovykh chastei zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava [Optimization of undercarriage performance of railway rolling stock]. M.: Mashinostroenie, 1980. 215 p.

7. Ушкалов В. Ф., Резников Л. М., Редько С. Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей. Киев : Наукова думка, 1982. 360 с.
8. Руководство по эксплуатации 2ЭС10. Ч. 4. Механическое оборудование. М., 2009.
9. Беляев А. И., Белов В. К. Вероятностные характеристики стохастических колебаний колесной пары тепловоза 2ТЭ10Л // Вестник ВНИИЖТ. 1971. № 1. С. 36–40.
10. Елисеев С. В., Резник Ю. Н., Хоменко А. П. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. Новосибирск : Наука, 2011. 384 с.
11. Астапов Ю. М., Медведев В. С. Статистическая теория систем автоматического регулирования и управления. М. : Наука, 1982. 304 с.
12. Техническая кибернетика. Теория автоматического регулирования. Кн. 3 / В. В. Солодовников, П. В. Бломберг, А. Н. Дмитриев и др. М. : Машиностроение, 1969. 368 с.

УДК 629.4.027.4

Лев Беркович Цвик, доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Иркутского государственного университета путей сообщения (ИрГУПС),
Евгений Вячеславович Зеньков, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Сопротивление материалов и строительная механика» Иркутского национального исследовательского технического университета (ИРНТУ),
Денис Викторович Запольский, аспирант кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Иркутского государственного университета путей сообщения (ИрГУПС),
Валерий Константинович Еремеев, кандидат технических наук, доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Иркутского государственного университета путей сообщения (ИрГУПС)

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕС МЕТОДОМ РАВНОМЕРНОГО ПОИСКА В ПРОСТРАНСТВЕ РАДИУСОВ ГАЛТЕЛЬНЫХ ПЕРЕХОДОВ

Lev Berkovich Tsvik, DSc in Engineering, Professor, Department of Cars and Rolling Stock, Irkutsk State University of Railway Transport (IrGUPS),
Evgeny Vyacheslavovich Zenkov, PhD in Engineering, Senior Lecturer, Department of Strength of Materials and Structural Mechanics, Irkutsk National Research Technical University (ISTU),
Denis Viktorovich Zapolskiy, graduate student, Department of Cars and Rolling Stock, Irkutsk State University of Railway Transport (IrGUPS),
Valeriy Konstantinovich Eremeev, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Cars and Rolling Stock, Irkutsk State University of Railway Transport (IrGUPS)

Design of railway wheel profile uniform search in fillet radius space

Аннотация

В статье описан подход к оптимизации конструктивного оформления профиля цельнокатаного колеса по критерию равномерности его напряженно-деформированного состояния (НДС) на основе метода конечных элементов (МКЭ). Рассмотрена суть метода равномерного поиска. Реализация подхода осуществлена для осевого сечения колеса по ГОСТу 9036–88. Первый блок равномерного поиска направлен на установление рациональных значений радиусов профиля колеса при неизменном значении одного из них. В качестве основной характеристики НДС колеса рассмотрена интенсивность напряжений σ_i , определяющая его прочность в условиях циклического нагружения. Приведены результаты решения МКЭ при расчете значений σ_i в зависимости от значений конструктивных параметров профиля колеса.

Ключевые слова: цельнокатаное колесо, критерий равномерного поиска, метод конечных элементов, радиус профиля колеса, интенсивность напряжений.

Summary

The article describes the approach to optimization of structural design of wrought wheel profile using the criterion of uniformity of its stress-strain state (SSS) on the basis of finite element method (FEM). A uniform search method is analyzed. The approach has been implemented for axial section of a wheel according to GOST 9036–88. The first block of uniform search aims to establish rational values of wheel profile radii at constant value of one of them. As a main SSS parameter of the wheel, stress intensity σ_i is considered, which determines its strength under cyclic loading. FEM solutions are given for calculation of σ_i , depending on design parameters of wheel profile.

Keywords: wrought wheels, uniform search criteria, finite element method, wheel profile radius, stress intensity.

Для разработки рекомендаций по повышению ресурса колес за счет снижения трещинообразования в зонах стыка диска со ступицей и ободом, а также в дисковой части необходим анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) различных вариантов осевых сечений колес, позволяющий выявить наиболее перспективные и рациональные конструктивные решения.

При исследовании профилей цельнокатаных колес железнодорожных вагонов с помощью метода конечных элементов (МКЭ) рассмотрен класс колес с технологически освоенным профилем осевого сечения, имеющим кусочно-постоянную кривизну контура. В этом классе выделены [1] типы колес, перспективных для дальнейшей оптимизации по критерию равномерности НДС. Для выбора рациональных вариантов конструктивного оформления профиля колеса использован метод равномерного поиска [2], основанный на принципе нахождения значений функций по какому-либо из критериев сравнения (на максимум, на минимум, на определенную константу). Применительно к задаче исследования этот подход служит методом прямого метода одномерной оптимизации на каждом из циклов.

Алгоритм метода равномерного поиска для нахождения минимума функции нескольких переменных заключается в следующем. Пусть задана функция

$$f(x): [a, b] \rightarrow R, \quad (1)$$

а задача ее оптимизации определяется соотношением

$$f(x) \rightarrow \min_{x \in [a, b]}. \quad (2)$$

Пусть также n — число экспериментальных наблюдений за значением рассматриваемой функции в некотором вычислительном эксперименте. Тогда интервал $[a, b]$ можно разбить на $(n + 1)$ равных частей точками деления:

$$x_i = a + i \frac{(b-a)}{(n+1)}, \quad i = 1, \dots, n. \quad (3)$$

Вычислив значения $F(x)$ в точках $x_i, i = 1, \dots, n$, найдем путем сравнения точку x_m (где m — число от 1 до n), такую, что соотношение

$$F(x_m) = \min F(x_i) \quad (4)$$

среди всех i от 1 до n .

Интервал неопределенности составит в этом случае величину

$$2 \frac{(b-a)}{(n+1)}, \quad (5)$$

а погрешность ε при определении точки минимума x_m функции $F(x)$ — соответственно

$$\varepsilon = \frac{(b-a)}{n+1}. \quad (6)$$

Опишем схему применения равномерного поиска на примере колес [3], профиль которых отвечает требованиям ГОСТа 9036–88 [4] (рис. 1). Аналогичный результат можно получить и для профилей, соответствующих современному ГОСТу 10791–2011 [5] и имеющих более сложное очертание (большее число радиусных переходов).

В процессе поиска рациональной формы профиля осевого сечения профиля колеса, соответствующий ГОСТу 9036–88 [4], рассматривался как номинальный. Вес колеса, соответствующий номинальному профилю, как показал уточненный анализ, составил для выбранного сочетания размеров, удовлетворяющих требованиям стандарта [4], 378 кг.

Первый блок равномерного поиска направлен на определение рациональных значений характеристик радиусов R_1, R_2, R_3, R_4 , при которых в зоне радиуса R_2 (в подгребневой зоне стыка обода и диска колеса) максимальное значение уровня напряжений минимально по сравнению с номинальным конструктивным вариантом, соответствующим ГОСТу 9036–88 [4]. Найденные таким образом значения рассматривались как

рациональные. Получение рационального значения того или иного варьируемого радиуса $R_i, i = 1, \dots, 6$, осуществлялось при неизменных значениях остальных пяти радиусов R_i . В качестве основной характеристики НДС колес рассматривалась интенсивность напряжений σ_i , определяющая прочность колеса в условиях циклического нагружения [6].

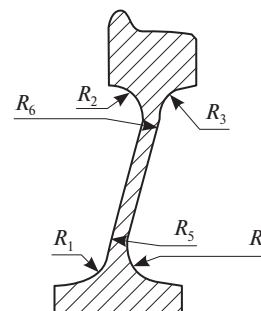


Рис. 1. Основные радиусы кривизны профиля осевого сечения цельнокатаного колеса, соответствующие ГОСТу 9036–88 [4]

Применение МКЭ [7] позволило выявить максимальные значения интенсивности напряжений σ_i в зависимости от значений характеристик радиусных переходов профиля колес (табл. 1–4 и рис. 2–5*).

Таблица 1

Влияние величины радиуса R_1 на максимальные значения интенсивности напряжений в приободной зоне колеса

Значение радиуса перехода R_1 , мм	52	50	45	40	35	31
Изменение напряжения, %	0	-1,28	-0,80	-3,26	-5,91	-3,01
Отклонение массы колеса от номинального значения, кг	0	-0,87	-2,96	-4,97	-6,85	-8,73
Максимальные значения интенсивности напряжений σ_i на поверхности перехода R_2 , МПа	150,5	148,6	149,3	145,6	141,6	146,0

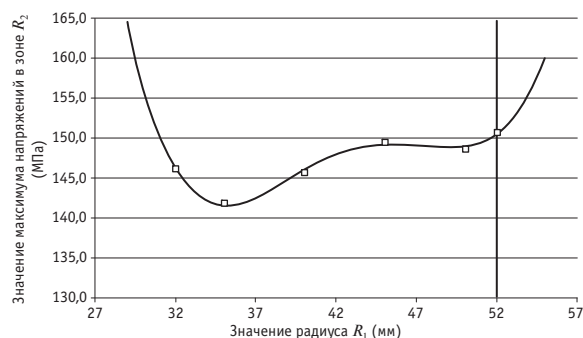


Рис. 2. Графическая зависимость максимального напряжения в зоне R_2 от изменения R_1

* На рис. 2–5 значения радиусов, соответствующие стандарту [4], отмечены вертикальной линией.

Таблица 2

Влияние величины радиуса R_2 на максимальные значения интенсивности напряжений в приободной зоне колеса

Значение радиуса R_2 , мм	50	45	40	35	30
Изменение напряжения, %	4,32	3,24	0	-4,44	-5,96
Отклонение массы колеса от номинального значения, кг	-1,56	-0,85	0	0,96	2,05
Максимальные значения интенсивности напряжений σ_i на поверхности радиусного перехода R_2 , МПа	157,0	155,4	150,5	143,9	141,6

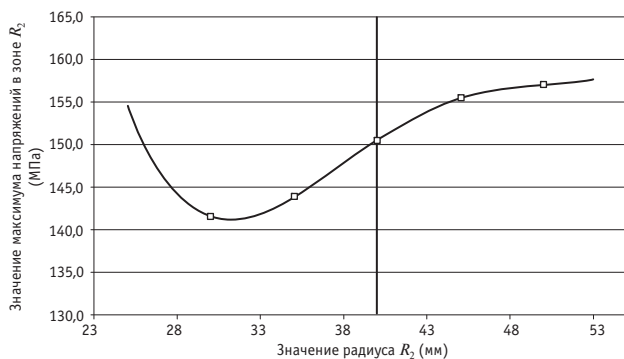


Рис. 3. Графическая зависимость максимального напряжения в зоне R_2 от изменения R_2

Таблица 3

Влияние величины радиуса R_3 на максимальные значения интенсивности напряжений в приободной зоне колеса

Значение радиуса R_3 , мм	50	45	40	35	30
Изменение напряжения, %	-4,99	-3,42	0,00	0,78	6,65
Отклонение массы колеса от номинального значения, кг	5,19	2,57	0,00	-2,47	-4,79
Максимальные значения интенсивности напряжений σ_i на поверхности радиусного перехода R_2 , МПа	143,0	145,4	150,5	151,7	160,6

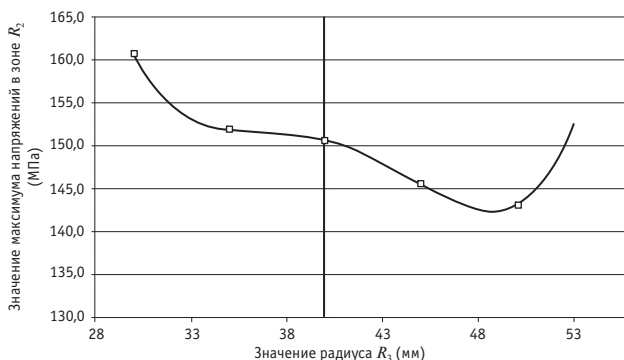


Рис. 4. Графическая зависимость максимального напряжения в зоне R_2 от изменения R_3

Таблица 4

Влияние величины радиуса перехода R_4 на максимальные значения интенсивности напряжений в приободной зоне колеса

Значение радиуса R_4 , мм	65	60	55	52	50	45	40
Изменение напряжения, %	3,70	-2,60	-1,51	0	0,77	1,68	4,01
Отклонение массы колеса от номинального значения, кг	-2,33	-1,46	-0,56	0	0,36	1,31	2,29
Максимальные значения интенсивности напряжений σ_i на поверхности радиусного перехода R_2 , МПа	156,1	146,6	148,3	150,5	151,7	153,1	156,6

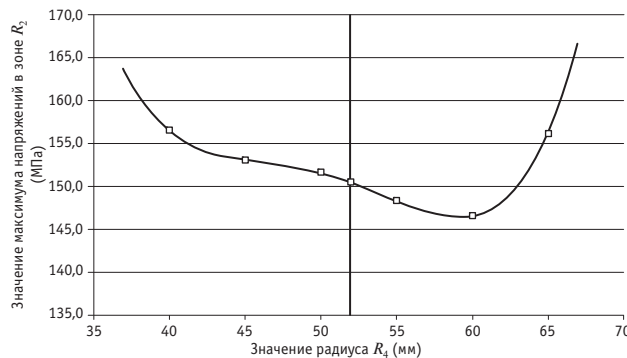


Рис. 5. Графическая зависимость максимального напряжения в зоне радиусного перехода R_2 от изменения радиуса R_4

При проведении численного анализа напряженного состояния с помощью МКЭ использован программный комплекс MSC/NASTRAN. Построение дискретных КЭ-моделей колес осуществлялось согласно [1, 7]. Для каждого из рассматриваемых конструктивных вариантов колес выполнен анализ сходимости результатов численного моделирования напряжений σ_i к искомому решению задачи теории упругости. Установлено, что в случае равномерной КЭ-разбивки объема колеса минимальное число КЭ, при котором относительная погрешность моделирования величины σ_i не превышала 5%, составило 150 000. При использовании неравномерных разбинок, сгущающихся к зоне локализации максимума напряжений σ_i , такая точность достигалась при 50 000 КЭ.

Как видно на рис. 2, график функции, описывающей зависимость максимальных напряжений в зоне R_2 от радиуса перехода R_1 , имеет в исследуемом диапазоне два минимума, причем первый глубже второго на 4,7%.

На основании данных табл. 1–4 можно сделать вывод, что уровень максимальных напряжений в приободной зоне колеса наиболее чувствителен к изменению радиуса галтельного перехода R_1 . Существенно, что уменьшение этого радиуса дает при снижении исследуемого уровня напряжений и наибольшее уменьшение массы колеса. Так, в рассматриваемом случае она

снижается на 6,8 кг, а максимальный уровень интенсивности напряжений в приободной части колеса в зоне радиуса R_2 — на 5,9%, достигая минимума при $R_1 = 35$ мм (см. табл. 1).

Следующий шаг оптимизации направлен на варьирование значений радиуса R_6 при фиксированном значении $R_1 = 35$ мм (табл. 5).

Таблица 5

Влияние величины радиуса перехода R_6 на максимальные значения интенсивности напряжений в приободной зоне колеса при радиусе $R_1 = 35$ мм

Значение радиуса R_6 , мм	100	85	76	60
Отклонение массы колеса от номинального значения, кг	0	-6,85	-8,38	-8,89
Максимальные значения интенсивности напряжений σ_i на поверхности радиусного перехода R_2 , МПа	150	142	139,5	138,7

Как видно из табл. 5, варьирование радиуса R_6 заметных изменений уровня максимальных напряжений в исследуемой зоне не вызвало: масса колеса уменьшилась на 8,9 кг относительно исходного номинального значения, максимальное значение интенсивности напряжений — на 7,9%.

Таким образом, полученные результаты показывают, что для рассмотренного множества контуров осевых сечений выбор профиля цельнокатаного железнодорожного колеса с помощью метода равномерного поиска в пространстве профилей кусочно-постоянной кривизны позволяет существенно снизить напряжения в колесе в точках их максимума.

С математической точки зрения найденные характеристики профиля колеса не являются оптимальными. В то же время они позволяют получить достаточно рациональное начальное приближение для контура профиля колеса с плоскоконической формой диска.

Литература

1. Сравнительный анализ деформирования дисковой части цельнокатаных железнодорожных колес различного конструктивного оформления / Д. В. Запольский, Л. Б. Цвик, Е. В. Зеньков и др. // Вестник ВНИИЖТ. 2013. № 5. С. 29–36. ISSN 2223-9731.
2. Акулич И. Л. Математическое программирование в примерах и задачах : учеб. пособие для студ. экон. спец. вузов. М. : Высшая школа, 1986.
3. Цвик Л. Б., Запольский Д. В. Особенности моделирования напряженно-деформированного состояния цельнокатаных железнодорожных колес с прямой частью // Автоматизация и энергосбережение машиностроительного и металлургического производств, технология и надежность машин, приборов и оборудования : матер. седьмой междунар. науч.-техн. конф. Вологда : ВолГУ, 2012. С. 142–146.
4. ГОСТ 9036–88. Колеса цельнокатаные. Конструкция и размеры. М. : Изд-во стандартов, 1989.
5. ГОСТ 10791–2011. Колеса цельнокатаные. Технические условия. М. : Стандартиформ, 2011.
6. Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. М. : Машиностроение, 1985. 224 с.
7. Цвик Л. Б., Запольский Д. В. Сравнительный анализ деформирования дисковой части цельнокатаных железнодорожных колес различного конструктивного оформления // Транспорт: проблемы, идеи, перспективы. Неделя науки — 2013 : матер. конф. СПб. : ПГУПС, 2013. С. 53–55.

References

1. Sravnitelnyy analiz deformirovaniya diskovoy chasti tselnokatanykh zheleznodorozhnykh koles razlichnogo konstruktivnogo oformleniya [Comparative analysis of the deformation of the disk part of wrought railway wheels of different structural design] / D. V. Zapolskiy, L. B. Tsvik, E. V. Zenkov i dr. // Vestnik VNIIZhT. 2013. № 5. P. 29–36. ISSN 2223-9731.
2. Akulich I. L. Matematicheskoe programmirovaniye v primerakh i zadachakh : ucheb. posobie dlya stud. ekon. spets. vuzov [Mathematical programming with examples and problems : a textbook for students of spec. econ. universities]. M. : Vysshaya shkola, 1986.
3. Tsvik L. B., Zapolskiy D. V. Osobennosti modelirovaniya napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya tselnokatanykh zheleznodorozhnykh koles s pryamolineynoy obrazuyushey diskovoy chastyu [Specifics of modeling of stress-strain state of wrought railway wheels with rectilinear component of disk portion] // Avtomatizatsiya i energosberezhenie mashinostroitel'nogo i metallurgicheskogo proizvodstv, tekhnologiya i nadezhnost mashin, priborov i oborudovaniya : mater. sedmoy mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. Volgoda : VolGTU, 2012. P. 142–146.
4. GOST 9036–88. Kolesa tselnokatanye. Konstruktsiya i razmery [Wrought wheels. Design and dimensions]. M. : Izd-vo standartov, 1989.
5. GOST 10791–2011. Kolesa tselnokatanye. Tekhnicheskie usloviya [Wrought wheels. Specifications]. M. : Standartinform, 2011.
6. Kogaev V. P., Makhutov N. A., Gusenkov A. P. Raschety detaley mashin i konstruktсий na prochnost i dolgovechnost [Strength and durability analysis of machine parts and structures]. M. : Mashinostroenie, 1985. 224 p.
7. Tsvik L. B., Zapolskiy D. V. Sravnitelnyy analiz deformirovaniya diskovoy chasti tselnokatanykh zheleznodorozhnykh koles razlichnogo konstruktivnogo oformleniya [Comparative analysis of deformation of the disk part of wrought railway wheels of various structural design] // Transport: problemy, idei, perspektivy. Nedelya nauki — 2013 : mater. konf. SPb. : PGUPS, 2013. P. 53–55.

УДК 629.4.02

Татьяна Анатольевна Антропова, старший преподаватель кафедры «Проектирование и эксплуатация автомобилей» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

ИСТОКИ ОТРИЦАТЕЛЬНОЙ ДИНАМИКИ

Tatyana Anatolyevna Antropova, Senior Lecturer, Department of Design and Operation of Automobiles, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Origins of negative dynamics

Аннотация

Вагоны с отрицательной динамикой контролируются в процессе эксплуатации и в случае их обнаружения отцепляются от поезда. Однако истоки этого вида колебаний неизвестны, что вызывает трудности при техническом обслуживании вагонов. Предполагается, что причины следует искать в технологической сборке вагона и в расположении кузова относительно его ходовых частей.

В статье представлен анализ системы допусков при сборке тележки грузового вагона. Полученные результаты могут служить основой для выявления причин отрицательной динамики в эксплуатации.

Ключевые слова: отрицательная динамика, динамическое взаимодействие, конструктивные особенности деталей тележки, узлы трения, поле допуска.

Summary

Rail cars with negative dynamics are monitored during operation and detached as soon as they are identified. However, the origins of this type of oscillation are not known, which causes difficulties in maintenance of cars. It is assumed that the reason should be sought in the car assembly process and in the arrangement of the body relative to the chassis of the car.

The article presents the analysis of tolerance system used in the assembly of a freight car bogey. The results can serve as a basis to identify the causes of negative dynamics in operation.

Keywords: negative dynamics, dynamic interaction, design features of bogey parts, friction components, tolerance limit.

Подвижной состав и железнодорожный путь представляют собой единую механическую систему, в которой они взаимодействуют. При этом безопасность движения поездов и бесперебойность работы железнодорожного транспорта существенно зависят от конструкции локомотивов, вагонов и состояния пути.

Основные причины нарушения безопасности при движении поезда — неисправности тележек и колесных пар. Некоторые неисправности можно обнаружить непосредственно на пунктах технического обслуживания вагонов, а некоторые, скрытые, — выявить по косвенным признакам диагностики. К одному из косвенных признаков неисправностей ходовых частей относится неспокойный ход вагона, что проявляется в виде его интенсивных поперечных перемещений, колебаний, виляний, боковой качки и бокового отхода, а также галопирования кузова. Визуально наблюдаются периодические кратковременные смещения консольных частей относительно кузовов соседних вагонов. Это явление принято называть отрицательной динамикой.

Таким образом, под отрицательной динамикой подразумевается повышенное динамическое взаимодействие ходовых частей вагона и рельсовой колеи, приводящее к увеличению амплитуд колебаний кузова вагона. Причины повышенного динамического взаимодействия носят разный характер, но в любом случае они кроются в расположении узлов и деталей в тележке, в их взаимной работе, отличной от работы основной массы тележек, эксплуатируемых на сети железных дорог [1].

Можно выделить несколько узлов ходовых частей, в которых расположение деталей между собой и их совместная работа (притом что все детали и по отдельности, и в совокупности соответствуют нормативным параметрам) приводят к повышенному динамическому взаимодействию (отрицательной динамике):

- пятник — подпятник;
- наклонные поверхности надрессорной балки — фрикционные клинья — фрикционные планки — боковые рамы;
- челюстной проем боковой рамы — буксы — колесные пары; скльзунуны.

Например, тележка 18-100 разработана в середине прошлого века и до сих пор остается самой массовой моделью, эксплуатируемой на дорогах России, стран СНГ и Балтии.

Конструкция этой трехэлементной тележки постоянно совершенствуется, однако неизменен такой принцип — колебания гасятся в центральном рессорном подвешивании за счет фрикционного взаимодействия [2].

В настоящее время достигнуты большие успехи в области разработки узлов трения с повышенными трибологическими характеристиками. Помимо усовершенствованных конструктивных особенностей в них используются износостойкие материалы с улучшенными фрикционными характеристиками. Поскольку характер фрикционного взаимодействия определяется свойствами поверхности, при конструировании узлов трения большое внимание уделяется разработке методов формирования поверхностных слоев с нужными для данной пары трения свойствами. К этим свойствам относятся разные способы упрочнения поверхностных слоев, нанесение покрытий и другие способы поверхностной обработки [3].

Все эти меры существенно повысили надежность ходовых частей, стабилизировали работу грузовых тележек вагонного парка, однако оказались недостаточными.

С учетом возросших нагрузок в конструкцию деталей тележки вносились изменения, но, к сожалению, они не касались полей допусков в чертежах. Размер допусков, как и прежде, измеряется в миллиметрах. И когда неточно обработанные детали соединяют друг с другом, между ними могут образовываться недопустимые зазоры.

При анализе чертежей боковой рамы, надрессорной балки и буксы тележки грузового вагона установлено, что в них заложены слишком широкие поля допусков на размеры, выполняющие функциональное назначение самой детали и тележки в целом. Например, поле допусков размера между направляющими поверхностями буксы — в пределах 5 мм. Поскольку сейчас одни детали тележки изготавливают на одних предприятиях, другие на вторых, собирают на третьих, а ремонтируют на четвертых, не исключено, что в одной и той же тележке будут сочетаться детали и с минимальными, и с максимальными размерами в пределах чертежных полей допусков. Это способно привести к нарушению параллельности осей колесных пар, которое может достигать 8,5 мм на ширине колеи, тогда как в нормативной документации допускается 2 мм.

Измерение боковых рам выполняется для определения максимально допустимых износов деталей. Согласно РД 32 ЦВ 052–09 [4], основным критерием подбора боковых рам является размер М, устанавливающий расстояние между наружными направляющими плоскостями буксового проема, он не привязан к центральной осевой линии боковой рамы. Контроль базового размера М боковой рамы — 2180–2192 мм, разница в размерах М боковых рам одной тележки допускается не более 2 мм.

Если учесть литейный допуск (около 10 мм) при изготовлении боковой рамы, а также естественный износ направляющих плоскостей с восстановлением их наплавкой (возможна наплавка какой-то из плоскостей, причем у одной боковой рамы эта плоскость может быть внутренней, у другой — наружной), то становится очевидным, что у двух боковых рам с одинаковым расстоянием М этот размер относительно центральной осевой линии может быть смещен в ту или иную сторону.

Кроме того, отсутствуют требования к симметричности наклонных поверхностей надрессорной балки относительно продольной и поперечной осей, т. е. допускается ремонт одной или двух плоскостей с одной стороны [5]. Если учесть допуски на износ фрикционных планок и клиньев, корпусов букс, подклиновых пружин, то можно сказать, что параллельность колесных пар при их постановке под тележку не соблюдается.

Колесные пары, стоящие под углом одна к другой, уже гарантируют их поочередное «набегание» на рельс даже на прямых участках пути, в результате возникает интенсивный износ не только гребней колесных пар, но и рельсов [6].

Сегодня накоплено большое количество информации о различных неисправностях в зависимости от пробега вагонов. В частности, рассматривались грузовые вагоны, которые были отремонтированы в одни и те же сроки, и при выходе из ремонта все детали вагонов, в том числе и колесные пары, соответствовали техническим требованиям. Эксплуатировались они в одинаковых условиях на одних и тех же маршрутах. И можно было бы предположить, что предельный износ гребней колесных пар у них должен наступить одновременно. Тем не менее, у одних вагонов колесные пары потребовали обточки через несколько тысяч километров пробега, пробег же других вагонов без обточки составлял несколько сотен тысяч километров. Отсюда можно сделать вывод, что основная причина износа гребней колесных пар — их перекос в тележках грузовых вагонов [7].

Известно, что при плановом ремонте необходимо осмотреть и проверить размеры каждой детали тележки. При этом на 127 деталях контролируется 174 размера и выполняется 761 измерение. Но из 60 контролируемых размеров 11 деталей нет ни одного, определяющего положение колесных пар в собранной тележке [8].

Анализ причин возникновения отрицательной динамики позволяет сделать вывод, что в одной тележке в пределах чертежных полей допусков может образоваться такое сочетание деталей с минимальными и максимальными размерами, которое в результате приведет к интенсивному износу головки рельса, пятника — подпятника, гребней колесных пар, фрикционных планок и клиньев, а в итоге — к повышенному воздействию вагона и пути.

Для предотвращения этого и увеличения срока эксплуатации вагонов требуется комплексный подход в нескольких направлениях, в частности, необходимо:

- усовершенствовать размеры и допуски на взаимосвязанные размеры;
- оптимизировать величины допустимого износа трущихся поверхностей деталей тележки;
- разработать единые нормативные документы с жесткими требованиями к литью, механической обработке, ремонту и контролю;
- вести контроль за расположением колесных пар в тележке при сборке.

Перечисленные усовершенствования следует начать с изучения возможного относительного расположения контактных поверхностей всех узлов трения, представить картину взаи-

модействия каждого узла с учетом всех возможных допусков и разработать меры для предотвращения отрицательной динамики. Сегодня ситуация диктует необходимость в выполнении достоверного анализа взаимодействия всех элементов тележ-

ки в процессе сборки и после сборки, поскольку от конструктивных особенностей ходовых частей зависят динамические характеристики, срок службы вагонов и безопасность движения поездов.

Литература

1. Глушко М. И. Исчезнет ли «отрицательная динамика»? // Вагоны и вагонное хозяйство. 2011. № 4. С. 29. ISSN 1817-6089.
2. Бороненко Ю. П., Орлова А. М., Рудакова Е. А. Инновации в тележках грузовых вагонов: реальность и перспективы // Наука и транспорт. Спецвыпуск. Модернизация железнодорожного транспорта. 2009. С. 14–17.
3. Мельничук Д. Б., Комиссарова И. Н., Белоусов В. Н. Проблемы, которые нужно решить на тележках грузовых вагонов : тез. докл. VIII Междунар. науч.-техн. конф. «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». СПб. : ПГУПС, 2013. С. 18–21.
4. РД 32 ЦВ 052-09. Инструкция по ремонту тележек грузовых вагонов. М. : Трансинфо, 2005.
5. Орлов М. В. Устройство, организация ремонта и технического обслуживания тележек грузовых вагонов. Екатеринбург : УрГАПС. 1997.
6. Глушко М. И. Про тележку грузового вагона // Вагоны и вагонное хозяйство. 2007. № 3. С. 18–20. ISSN 1817-6089.
7. Павлюков А. Э., Черепов О. В. Оценка влияния величин износа основных узлов грузовых вагонов на безопасность движения // Транспорт Урала. 2013. № 2 (37). С. 20–27. ISSN 1815-9400.
8. Пантюхин А. Необходима точка отчета // Гудок. 2003. 22 авг.

References

1. Glushko M. I. Ischeznet li «otritsatelnaya dinamika»? [Will the «negative dynamics» disappear?] // Vagony i vagonnoe khozyaystvo. 2011. № 4. P. 29. ISSN 1817-6089.
2. Boronenko Yu. P., Orlova A. M., Rudakova E. A. Innovatsii v telezhkakh gruzovykh vagonov: realnost i perspektivy [Innovation in freight car bogeys: reality and prospects] // Nauka i transport. Spetsvyypusk. Modernizatsiya zheleznodorozhnogo transporta. 2009. P. 14–17.
3. Melnichuk D. B., Komissarova I. N., Belousov V. N. Problemy, kotorye nuzhno reshit na telezhkakh gruzovykh vagonov : tez. dokl. VIII Mezhdunar. nauch.-tekh. konf. «Podvizhnoy sostav XXI veka: idei, trebovaniya, projekty» [The issues with freight car bogeys that need to be solved : report of the VIII Intern. Scientific and Engineering. Conf. «Rolling stock of the XXI century: ideas, requirements and projects»]. SPb. : PGUPS, 2013. P. 18–21.
4. RD 32 TsV 052-09. Instruksiya po remontu telezhek gruzovykh vagonov [Instructions for repair of freight car bogies]. M. : Transinfo, 2005.
5. Orlov M. V. Ustroystvo, organizatsiya remonta i tekhnicheskogo obsluzhivaniya telezhek gruzovykh vagonov [Structure, maintenance and repair of freight car bogies]. Ekaterinburg : UrGAPS. 1997.
6. Glushko M. I. Pro telezhku gruzovogo vagona [Concerning freight car bogey] // Vagony i vagonnoe khozyaystvo. 2007. № 3. P. 18–20. ISSN 1817-6089.
7. Pavlyukov A. E., Cherepov O. V. Otsenka vliyaniya velichin iznosa osnovnykh uzlov gruzovykh vagonov na bezopasnost dvizheniya [Assessment of wear rate impact of freight cars' major units on traffic safety] // Transport of the Urals. 2013. № 2 (37). P. 20–27. ISSN 1815-9400.
8. Pantyukhin A. Neobkhodima tochka otcheta [A starting point is needed] // Gudok. 2003. 22 avg.

УДК 621.43.052

Борис Александрович Шароглазов, доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ), Челябинск,
 Олег Григорьевич Машков, аспирант Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ), Челябинск,
 Андрей Анатольевич Мартынов, аспирант Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ), Челябинск

ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ АГРЕГАТА ТУРБОНАДДУВА ПОРШНЕВОГО ТРАНСПОРТНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА БАЗЕ БЕЗМОТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Boris Alexandrovich Sharoglazov, DSc in Engineering, Professor, Department of Internal Combustion Engines, South Ural State University (SUSU), Chelyabinsk,
 Oleg Grigorievich Mashkov, graduate student, South Ural State University (SUSU), Chelyabinsk,
 Andrey Anatolyevich Martynov, graduate student, South Ural State University (SUSU), Chelyabinsk

Evaluation of turbocharging unit parameters in a piston vehicle engine through motorless tests

Аннотация

В статье рассмотрены особенности и достоинства безмоторной оценки параметров агрегата газотурбинного наддува поршневого теплового двигателя в соответствии с требованиями ГОСТа Р 53637. Приведена принципиальная схема экспериментальной установки, включающей комплект измерительных и контрольных средств, которые позволяют оценить численные значения газодинамических показателей агрегата наддува применительно к различным (по условиям нагружения) режимам работы. Дано описание программного обеспечения, созданного для совместной работы модульной системы и персонального компьютера, которое автоматизирует процесс расчета основных параметров агрегата турбонаддува поршневого транспортного двигателя.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, наддувный транспортный двигатель, турбокомпрессор, безмоторные испытания, модульная система сбора данных, программное обеспечение.

Summary

The article describes the specifics and advantages of motorless evaluation of turbocharging unit performance in a piston heat engine according to the requirements of GOST R 53637. A schematic diagram of the experimental unit is shown, consisting of a set of instruments that allow to estimate numerically gas-dynamic parameters of turbocharging unit for various (in terms of loading conditions) operation modes. Software is described that has been designed for interoperation of modular system and a personal computer, which automates the calculation of basic parameters of a turbocharging unit in piston vehicle engine.

Keywords: internal combustion engine, supercharged vehicle engine, turbocharger, motorless tests, modular data acquisition system, software.

К числу важнейших задач современного поршневого двигателестроения (в частности, дизельного) относится повышение удельных массогабаритных и экономических показателей. В настоящее время уже созданы образцы комбинированных энергетических установок (на базе дизелей), обеспечивающих реализацию среднего эффективного давления цикла p_e на уровне 2,5–3,0 МПа и более. А использование машин с p_e , равным 1,5–2,5 МПа, можно считать решенной проблемой [1].

В безнаддувных машинах реализация таких значений практически неосуществима: при использовании атмосферного воздуха в качестве окислителя даже уровень p_e , равный примерно 0,8 МПа, не удастся обеспечить из-за невозможности подать окислитель в количестве, достаточном для сжигания топлива в камере сгорания. Эта задача — обеспечить подачу необходимого количества окислителя в камеру сгорания — решается за счет его предварительного уплотнения (сжатия) в компрессорном устройстве. И здесь в большинстве случаев предпочтение отдается газотурбинному приводу таких устройств, т.е. газотурбинным агрегатам наддува (ГТН).

При этом очень важно, чтобы конструктивные и газодинамические характеристики ГТН были согласованы с параметрами (конструктивными и режимными) поршневой тепловой машины (транспортного двигателя), на которой планируется использовать агрегат наддува. Иными словами, поршневой двигатель внутреннего сгорания (ПДВС) и ГТН, составляющие комбинированную энергетическую установку, должны соответствовать друг другу.

Согласование и выявление численных значений параметров комбинированной энергетической установки (ПДВС–ГТН) осуществляется на стадии предпроектных, проектных, а затем — на стадии предварительных и доводочных испытаний. На каждой из этих стадий большое внимание уделяется определению индивидуальных характеристик ПДВС и ГТН.

Что касается экспериментальной оценки численных значений параметров наддувочного агрегата (таких как массовый расход воздуха, выпускных газов, их температура и давление, характер течения), здесь очень важно создать условия, близкие к условиям его работы на ПДВС, для которого он предназначен. Это обстоятельство подтверждается и тем, что с началом массового применения комбинированных поршневых энергетических установок (наддувных дизелей) вопросами оценки параметров и испытаний ГТН занимаются ведущие отечественные ученые [3, 4].

В связи с многообразием возможных режимов нагружения комбинированных установок (особенно транспортных энергетических), трудоемкостью и уровнем затрат по оценке параметров ГТН средства и методы безмоторных испытаний таких агрегатов регламентируются нормативными документами (см. например, [2]).

На рис. 1 приведена принципиальная схема расположения ГТН и устройств контроля параметров его работы на безмоторной экспериментальной установке. Установка представляет собой устройство, где агрегат турбонаддува является самостоятельным объектом исследования и не имеет механической и газовых связей с поршневой машиной (ПДВС как объект исследования из схемы исключен), что существенно упрощает конструктивную схему, технологию и снижает стоимость испытаний. При этом сохраняется возможность воспроизведения реальных газодинамических связей в комбинированной установке ГТН–ПДВС (в частности, за счет управления положением дроссельных заслонок и подачи топлива в камеру сгорания

ния, установленную на входе в турбину). Расходные и термодинамические параметры рабочих тел турбины и компрессора (прежде всего температура, давление, массовые расходы через турбину и компрессор) фиксируются датчиками.

Для измерения температуры рабочего тела на входе в компрессор предусмотрены термометры сопротивления (чувствительный элемент — медь) с градуировкой 50М ($\alpha = 0,00428\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$), а на выходе из компрессора — термометры сопротивления (чувствительный элемент — платина) с градуировкой 100П ($\alpha = 0,00391\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$) или Pt100 ($\alpha = 0,00385\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$) (здесь α — температурный коэффициент термопреобразования сопротивления, см. ГОСТ 6651–2009 [5]). Чтобы уйти от специализированных (4- или 3-проводной) схем подсоединения термометров сопротивления к вторичным средствам измерения (СИ), используются температурные нормирующие преобразователи (НПТ-2.ХХ) с выходом 4–20 мА. Для определения параметров газа, температура которого может достигать 900 °С, применяется хромель-алюмелевая термопара (также совместно с температурным преобразователем). Все средства измерения температуры специально подготовлены с учетом рекомендаций [3].

Важными требованиями, которые предъявляются к современным наддувочным агрегатам, являются требования, регламентирующие их массу и габариты [2]. При конструировании ГТН это вызывает необходимость использовать сравнительно малые размеры сечений проточных частей турбин и компрессоров, что, в свою очередь, затрудняет контроль полных параметров (параметров торможения, в частности температуры и давления) газовых потоков.

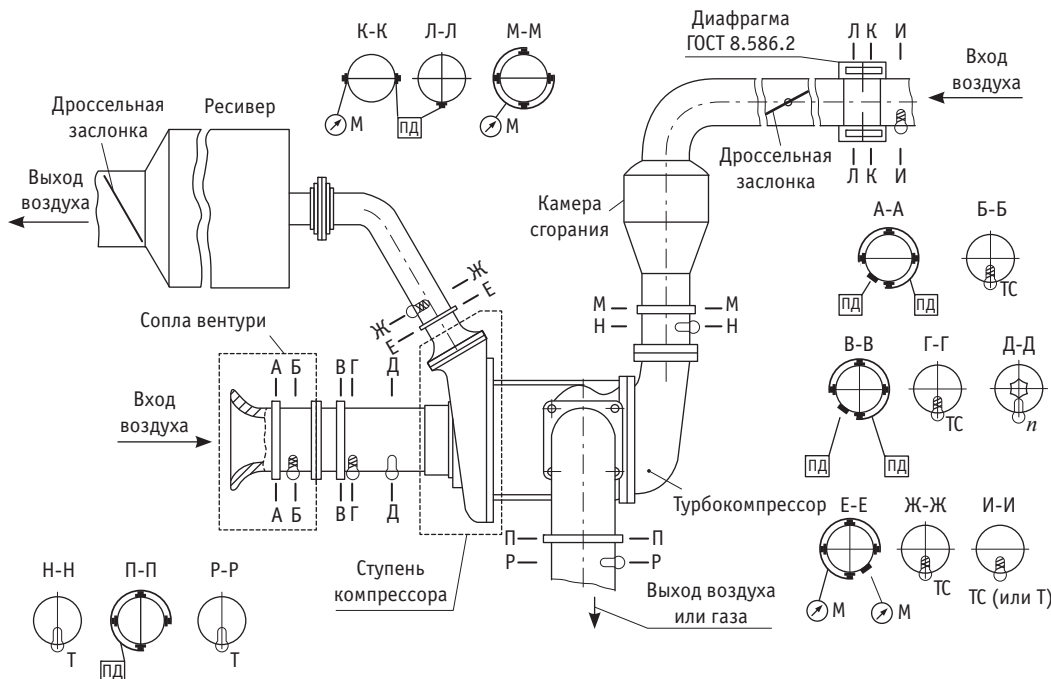


Рис. 1. Схема расположения ГТН и средств контроля параметров его работы на безмоторной исследовательской установке:

ТС — термометр сопротивления; Т — термоэлектрический преобразователь; ПД — преобразователь давления; М — манометр; ■ — отбор статического давления; n — датчик частоты вращения ротора ГТН

Необходимо отметить, что стандартом [2] предусмотрено определение КПД компрессора по параметрам торможения. Это требует специального (особого) мерительного инструментария. Использование в таких случаях мерительных насадок неизбежно приводит к изменению характера движения газовых потоков, условий работы и показателей агрегатов. Поэтому (чтобы исключить подобное вмешательство) в измерительной схеме установки предусмотрен контроль статического давления газовых потоков, характеризующего их течение через турбину и нагнетатель.

При определении статического давления в качестве первичного средства измерения используются преобразователи типа ДА (абсолютное давление), ДИ (избыточное давление) и ДД (дифференциальное давление). Выходной сигнал всех средств измерения температуры и давления унифицирован под 4–20 мА, что существенно упрощает подбор вторичного СИ.

Полные параметры потоков рассчитываются по результатам, полученным при измерении массовых расходов газов, текущих через турбину и компрессор, при контроле статических показателей и использовании газодинамических функций давления и расхода (соответствующий алгоритмический инструментарий разработан и включен в программное обеспечение [6]).

В частности, степень повышения давления в компрессоре (π_k^*) и КПД (η_k^*) по параметрам торможения определяются соотношениями:

$$\pi_k^* = \frac{P_k^*}{P_0^*};$$

$$\eta_k^* = \frac{T_0^* \left(\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_k^* - T_0^*},$$

где P_k^* , T_k^* — давление и температура заторможенного потока на выходе из компрессора;

P_0^* , T_0^* — давление и температура на входе в компрессор (если скорость течения во входном устройстве компрессора невелика, они могут быть приняты равными атмосферным).

Затрачиваемая на привод компрессора мощность (кВт) рассчитывается по выражению

$$N_k = G_k \cdot c_p \cdot (T_k^* - T_0^*),$$

где G_k — массовый расход воздуха через компрессор, кг/с;
 c_p — массовая удельная теплоемкость воздуха, кДж/кг·град.

Схемой контроля параметров (см. рис. 1) для определения частоты вращения ротора ГТН, которая может находиться в диапазоне от 0 до 240 000 мин⁻¹ (0–4000 Гц), предусмотрено использование бесконтактных датчиков индуктивного типа. Такой датчик, выполненный в виде катушки с боковым магнитным сердечником, устанавливается в корпусе ГТН над гайкой крепления колеса компрессора на валу. При прохождении под сердечником грани гайки магнитный поток датчика изменяется, в катушке индуцируется электродвижущая сила, и соответствующий сигнал передается на регистрирующую аппаратуру.

В качестве вторичного средства измерения выбрана модульная станция сбора данных LTR-EU-8-1 (разработана компанией L-CARD) [7]. Ее конструкция позволяет конфигурировать измерительный комплекс универсальными и специализированными модулями LTR-серии — аналогово-цифровыми преобразователями (АЦП), цифро-аналоговыми преобразователями (ЦАП) и дискретным вводом-выводом сигнала. Станция может быть подключена к ЭВМ (ПК) через унифицированный интерфейс Fast Ethernet или USB. Все это позволяет построить систему, обеспечивающую сбор данных с установленных на стенде первичных СИ, а также управлять исполнительными механизмами стендового оборудования при помощи выходных дискретных и аналоговых сигналов (рис. 2).

Для совместной работы ЭВМ (ПК) с модульной системой сбора данных LTR создано специальное программное обеспечение (ПО) [6]. Оно написано в среде Delphi на языке Pascal и работает на операционной системе общего назначения Windows XP SP3 и выше. В ходе испытаний ПО автоматически выполняет расчет основных параметров компрессора и турбины в соответствии с требованиями ГОСТа Р 53637 [2], результаты выводятся на дисплей ЭВМ.

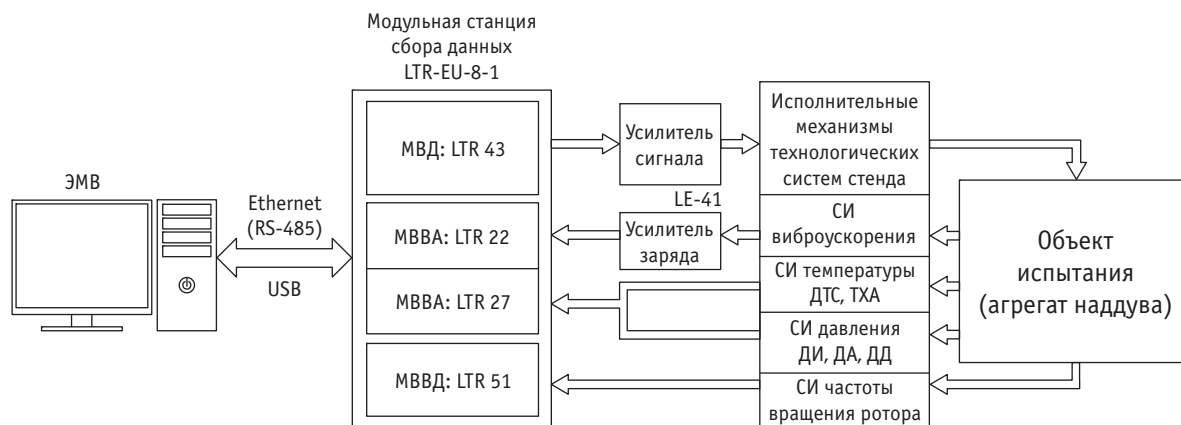


Рис. 2. Принципиальная схема связи ГТН (датчиков, расположенных на нем) с регистрирующей системой и ЭВМ:

МВД — модуль вывода дискретных сигналов; MBVA — модуль ввода аналоговых сигналов; MBVD — модуль ввода дискретных сигналов

В качестве примера практического использования описанной безмоторной установки рассмотрим результаты исследования проточной части центробежного компрессора, снабженного двухрядным лопаточным диффузором. Несмотря на то что такие диффузоры сегодня имеют довольно ограниченное применение (из-за более сложной, чем у безлопаточных, конструкции и более дорогой технологии изготовления), направляющие лопатки позволяют лучше организовать движение газового потока в условиях переменной нагрузки на двигатель и повысить КПД компрессора. Место расположения компрессора на установке выделено пунктиром на рис. 1, конструктивная схема и основные параметры проточной части представлены на рис. 3, результаты испытаний — на рис. 4.

Режимы, соответствующие работе компрессора в условиях, когда мощность двигателя максимальна или максимален крутя-

щий момент, обозначены точками N_e и M_k на рис. 4а. Работа в обоих режимах, как показывают результаты испытаний, характеризуется высоким КПД компрессора — более 80%. Компрессор имеет значительный запас по помпажу (зона помпажных режимов заштрихована, см. рис. 4а). При максимальной мощности степень повышения давления компрессора π_k^* находится на уровне 3,8. При переходе на режим крутящего момента π_k^* снижается до 3, но значение КПД остается на прежнем уровне. Как видно из рис. 4а, рассматриваемый показатель (выделен пунктиром) сохраняет высокие значения при работе двигателя в режимах полных нагрузок. Следует отметить, что порядок приведения массового расхода воздуха G_k и оборотов колеса компрессора n к нормальным атмосферным условиям регламентирован ГОСТом [2], и это обстоятельство учтено в программном обеспечении [6].

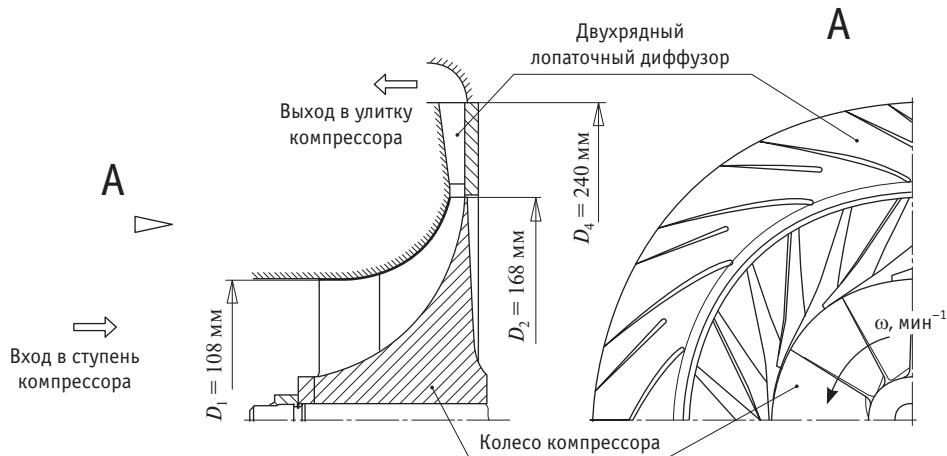


Рис. 3. Схема исследуемой ступени компрессора, снабженного двухрядным лопаточным диффузором

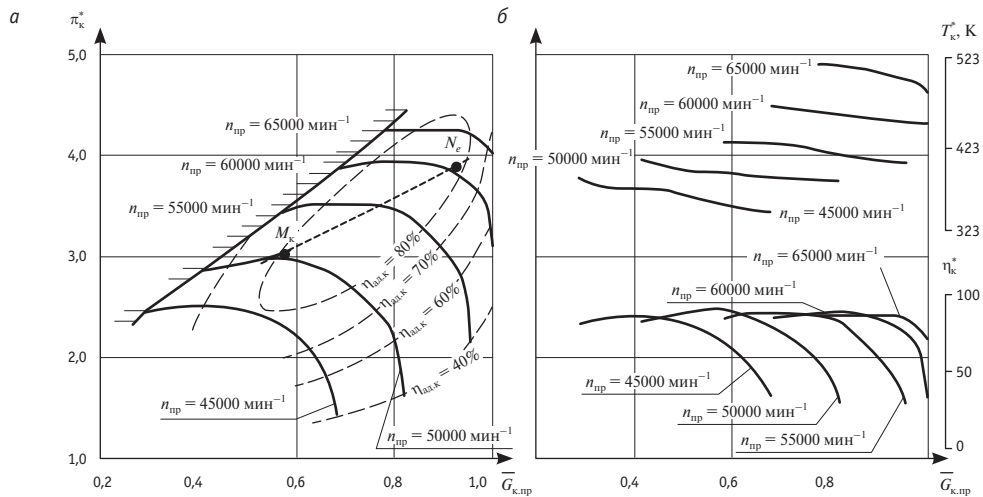


Рис. 4. Изменение основных параметров, характеризующих работу компрессора, в зависимости от относительного приведенного массового расхода воздуха $G_{к.пр}$:

а — общая характеристика компрессора с двухрядным лопаточным диффузором; б — характер изменения T_k^* и η_k^* , соответствующий различным приведенным $n_{пр}$ частотам вращения колеса компрессора

Максимальная температура воздуха на выходе из ступени компрессора (сечение Ж–Ж, см. рис. 1) при режиме максимальной мощности N_e составляет 452 К. Такой уровень температуры по условиям длительной прочности (при работе на режимах полных нагрузок) допускает применение колес компрессора, изготовленных из алюминиевых сплавов.

Анализ результатов испытаний позволяет отметить, что ступень компрессора с двухрядным лопаточным диффузором имеет достаточный диапазон работы для обеспечения воздухом ПДВС. Точки, характеризующие режимы работы ПДВС (N_e — режим максимальной мощности, $M_{кр}$ — режим максимального

крутящего момента), находятся в зоне максимального КПД ступени компрессора. Имеется хороший (более 10%) запас по помпажу при работе в режиме $M_{кр}$.

Таким образом, предложенная схема безмоторного стенда для оценки параметров газотурбинного нагнетателя и его агрегатов обеспечивает возможность численного контроля его параметров (в рассмотренном примере — параметров ступени компрессора) применительно к реальным условиям работы в составе комбинированной энергетической установки (ГТН–ПДВС). Схема реализована и применяется при проведении контрольных и исследовательских испытаний ГТН в специальном конструкторском бюро «Турбина» (Челябинск).

Литература

1. Наше видение основных направлений совершенствования ДВС / Б. А. Шароглазов, В. В. Шишков, В. В. Клементьев и др. // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения : тр. Междунар. науч.-техн. конф. Челябинск : ЮУрГУ, 2006. С. 84–90.
2. ГОСТ Р 53637–2009. Турбокомпрессоры автотракторные. Общие технические требования и методы испытаний. М. : Стандартинформ, 2010.
3. Портнов Д. А., Металликов С. М. Методика получения характеристик турбокомпрессора. Исследование газотурбинных двигателей и их элементов // Тр. НИИ. 1960. № 9. С. 325.
4. Азбель А. Б., Верба Н. И., Рабинович М. Я. К методике испытаний турбокомпрессоров тракторных и комбайновых дизелей // Тракторы и сельхозмашины. 1981. № 9. ISSN 0235-8573.
5. ГОСТ 6651–2009. Термопреобразователи сопротивления из платины, меди и никеля. Общие технические требования и методы испытаний. М. : Стандартинформ, 2011.
6. Автоматизация процесса проведения контрольных испытаний турбокомпрессоров с использованием измерительно-вычислительного комплекса L-Card / О. Г. Машков, А. А. Жолобов : свидетельство 2014618825 о гос. регистрации прогр. для ЭВМ Рос. Федерация. № 2014616586 ; заявл. 08.07.14 ; опубл. 20.09.14.
7. Крейтовая система LTR — система сбора данных и управления с интерфейсами USB2.0 и Ethernet (TCP/IP) [Электронный ресурс]. URL: <http://195.91.155.90/products/ltr> (дата обращения: 24.09.2014).

References

1. Nashe videnie osnovnykh napravleniy sovershenstvovaniya DVS [Our vision of the main ways to improve internal combustion engines] / B. A. Sharoglazov, V. V. Shishkov, V. V. Klementyev i dr. // Aktualnye problemy teorii i praktiki sovremennogo dvigatelestroeniya : tr. Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. Chelyabinsk : YuUrGU, 2006. P. 84–90.
2. GOST R 53637–2009. Turbokompressory avtotraktornye. Obschie tekhnicheskie trebovaniya i metody ispytaniy [Automotive turbochargers. General specifications and test methods]. M. : Standartinform, 2010.
3. Portnov D. A., Metallikov S. M. Metodika polucheniya kharakteristik turbokompressora. Issledovanie gazoturbinnyykh dvigateley i ikh elementov [Methods to determine turbocharger parameters. Study of gas turbine engines and their components] // Tr. NII. 1960. № 9. P. 325.
4. Azbel A. B., Verba N. I., Rabinovich M. Ya. K metodike ispytaniy turbokompressorov traktornykh i kombaynovykh dizeley [Test procedure for tractor and combine diesel turbochargers] // Traktory i selkhoz mashiny. 1981. № 9. ISSN 0235-8573.
5. GOST 6651–2009. Termopreobrazovateli soprotivleniya iz platiny, medi i nikelya. Obschie tekhnicheskie trebovaniya i metody ispytaniy [Resistive temperature transducers made of platinum, copper and nickel. General specifications and test methods]. M. : Standartinform, 2011.
6. Avtomatizatsiya protsessa provedeniya kontrolnykh ispytaniy turbokompressorov s ispolzovaniem izmeritelno-vychislitel'nogo kompleksa L-Card [Automation of turbocharger check testing procedure using measuring and computing complex L-Card] / O. G. Mashkov, A. A. Zholobov : svidetel'stvo 2014618825 o gos. registratsii progr. dlya EVM Russian Federation. № 2014616586 ; appl. 08.07.14 ; publ. 20.09.14.
7. Kreytovaya sistema LTR — sistema sbora dannykh i upravleniya s interfeysami USB 2.0 i Ethernet (TCP/IP) [LTR crate system — data acquisition and control system with USB 2.0 and Ethernet (TCP/IP) interfaces]. [Electronic resource]. URL: <http://195.91.155.90/products/ltr> (date accessed: 24.09.2014).

УДК 621.664

Глеб Юрьевич Волков, доктор технических наук, профессор кафедры «Гусеничные машины и прикладная механика» Курганского государственного университета (КГУ),
Дмитрий Алексеевич Курасов, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гусеничные машины и прикладная механика» Курганского государственного университета (КГУ),
Валерий Васильевич Харин, кандидат технических наук, доцент, заместитель директора по научной работе и инновационному развитию Курганского института железнодорожного транспорта — филиала Уральского государственного университета путей сообщения (КИЖТ УрГУПС)

ПЛАНЕТАРНЫЕ РОТОРНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ТРАНСПОРТНОМ КОМПЛЕКСЕ

Gleb Yuriyevich Volkov, DSc in Engineering, Professor, Department of Tracked Vehicles and Applied Mechanics, Kurgan State University (KSU),
Dmitriy Alexeyevich Kurasov, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Tracked Vehicles and Applied Mechanics, Kurgan State University (KSU),
Valeriy Vasiliyevich Kharin, PhD in Engineering, Associate Professor, Deputy Director for Science and Innovative Development, Kurgan Institute of Railway Transport — a branch of Ural State University of Railway Transport (KIZHT USURT)

Planetary rotary hydraulic machines and prospects of their use in the transport sector

Аннотация

В статье рассматривается предлагаемая авторами планетарная роторная гидромашина (ПРГМ), имеющая большую производительность по сравнению с известными конструкциями. Это достигается за счет использования некруглых центральных колес планетарного механизма с одинаковым числом зубьев. Новая ПРГМ с деталями, изготовленными из пластика, отличается низкой стоимостью и обеспечивает давление 2–3 МПа, ПРГМ с деталями из стали способна выдерживать давление 10–15 МПа. ПРГМ могут найти применение в различных сферах транспортного комплекса, в том числе для мойки транспорта, намораживания льда, перекачки нефти и нефтепродуктов, на транспортных платформах на водяной подушке, в гидротрансмиссии спецмашин.

Ключевые слова: роторная гидромашина, насос, планетарный механизм, сателлит, производительность, давление.

Summary

The article studies a planetary rotary hydraulic machine (PRHM) proposed by the authors, which has better performance as compared to known designs. This is achieved through the use of non-circular central wheel of the planetary gear with the same number of teeth. New PRHM with plastic parts has low cost and provides a pressure of 2–3 MPa. PRHM with steel parts is able to withstand the pressure of 10–15 MPa. PRHM can find application in various areas of the transport sector, including washing of transport, freezing-out ice, pumping oil and petroleum products, on water cushion transport platforms, as well as in hydraulic transmissions of emergency vehicles.

Keywords: rotary hydraulic machine, pump, planetary gear, satellite, performance, pressure.

Гидравлические машины — насосы и двигатели — широко применяются в различных отраслях техники, в том числе в транспортном комплексе. На небольших давлениях (до 1 МПа) преимущественное распространение получили центробежные насосы: они просты по конструкции и имеют большую удельную производительность. Максимальное давление (50–100 МПа и выше) могут обеспечить только объемные гидромашин поршневого типа, которые имеют более сложную конструкцию и меньшую удельную производительность. Для средних давлений наиболее подходят роторные объемные насосы различного принципа действия — лопаточные, шестеренные, планетарные [1].

Планетарные роторные гидромашин (ПРГМ) содержат планетарный механизм, в котором работают переменные объемы. Эти объемы заключены между центральными зубчатыми колесами и плавающими сателлитами. Характерная схема [2] такой машины изображена на рис. 1. Гидромашин включает центральное колесо 1 с внешними зубьями, центроида которого имеет две волны ($M = 2$), и центральное колесо 2 с внутренними зубьями, у центроиды которого четыре волны ($N = 4$). Число K свободно установленных сателлитов 3 равно сумме волн колес 1 и 2 ($M + N = 6$). Число P каналов 5 для перепуска жидкости, которые имеются в торцевых стенках корпуса 4, равно удвоенному числу волн N остановленного центрального колеса 2. При этом число каналов P составляет $P = 2 \cdot N = 8$. Отношение чисел зубьев центральных колес равно отношению соответствующих чисел волн: $Z_2/Z_1 = N/M$.

79

Июль – Сентябрь

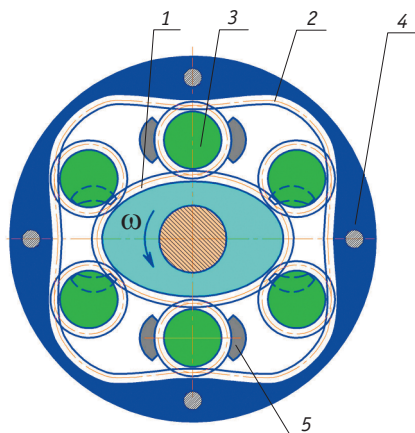


Рис. 1. Планетарная роторная гидромашина (схема $M = 2, N = 4, K = 6, P = 8$) [2]:
1, 2 — центральные колеса с внешними и внутренними зубьями; 3 — сателлиты; 4 — корпус насоса; 5 — каналы подвода и отвода рабочей среды

К принципиальным достоинствам такой ПРГМ относятся большой полезный объем рабочих полостей, отсутствие нагруженных пар скольжения, нечувствительность к износу зубьев. Причины, по которым подобные гидромашины пока не нашли широкого применения, — сложность изготовления зубчатых колес с некруглыми зубьями, а также общая малоизученность темы и отсутствие оптимальных конструкторских решений. В то же время в связи с новыми достижениями в технологии машиностроения глубокое изучение ПРГМ приобретает особую актуальность.

Нами выполнены комплексные исследования ПРГМ, в том числе по структуре и геометрии соответствующих центроидных механизмов, геометрии зубьев, нагруженности и прочности силовых элементов, функциональным характеристикам гидромашин.

Первые практические результаты касаются оптимального выбора чисел волн центральных колес ПРГМ. В табл. 1 указаны публикации [2–7], в которых использованы сочетания M и N . Следует отметить, что сочетания, характеризуемые условием $M = N$, считались неосуществимыми. В то же время нами показано [6, 7], что именно такие схемы наиболее перспективны.

Таблица 1

Сочетания чисел волн M центрального колеса с наружными зубьями и чисел волн N колеса с внутренними зубьями

N	M					
	1	2	3	4	5	6
1	[6]					
2	[2, 4]	[7]				
3	[2]	[4, 5]	[7]			
4	[2, 3]	[2]	[2, 4]			
5		[2, 4]	[2, 4]	[2, 4]		
6		[4]	[4]	[2, 4]	[4]	
7		[4]	[4]	[4]	[4]	[4]
8			[4]	[4]	[4]	[2, 4]

На рис. 2 представлена схема гидромашины [7], в которой выполнены условия $M = 2, N = 2, K = 4$.

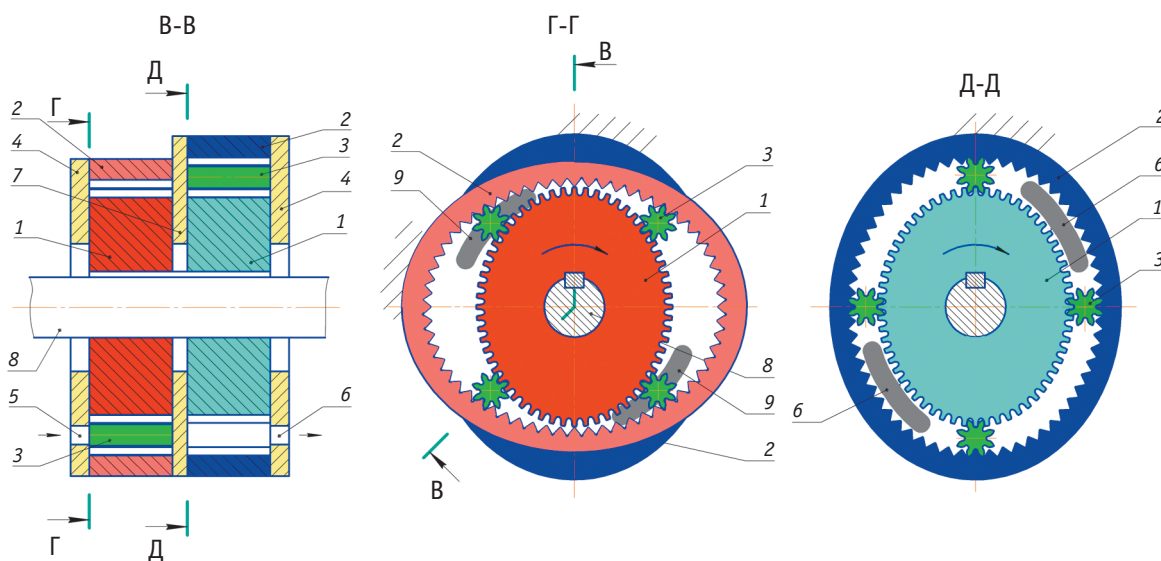


Рис. 2. Роторная гидромашина ($M = 2, N = 2, K = 4$) [7]:
1, 2 — центральные колеса с внешними и внутренними зубьями; 3 — сателлиты; 4, 7 — торцовые перегородки; 5, 6, 9 — каналы подвода и отвода рабочей среды; 8 — вал

В состав гидромашин входят подвижное некруглое центральное колесо 1 с внешними зубьями и неподвижное некруглое центральное колесо 2 с внутренними зубьями. Плавающие сателлиты 3 взаимодействуют с центральными колесами. В торцовых крышках 4 выполнены каналы подвода 5 и отвода 6 рабочей среды. Центральные колеса 1 и 2 имеют одинаковое число зубьев (в данном случае $Z_1 = Z_2 = 60$). Число выступов центроиды центрального колеса 1 с внешними зубьями и впадин центроиды центрального колеса 2 с внутренними зубьями одинаково и равно двум. Следует заметить, что работоспособными являются и конструкции с другими одинаковыми числами выступов и впадин центроид (например, три), но предпочтителен рассматриваемый вариант гидромашин.

Гидромашин работает следующим образом. При вращении центрального колеса 1 с внешними зубьями плавающие сателлиты 3 обкатываются по внутреннему зубчатому венцу неподвижного центрального колеса 2. Так как числа зубьев Z_1 и Z_2 центральных колес одинаковы, то угловая скорость центрального колеса 1 вдвое выше переносной угловой скорости системы сателлитов (т.е. скорости мнимого водила). При этом одному обороту центрального колеса 1 соответствует один цикл изменения конфигурации системы сателлитов 3. А в результате движения звеньев объемы рабочих полостей, которые образуются торцовыми крышками и поверхностями всех зубчатых колес, циклически изменяются.

Необходимо отметить, что гидромашин может состоять из одной рабочей секции, но в таком случае сечения каналов не должны выходить за габариты сателлитов. Это обстоятельство ограничивает производительность машин. Для устранения данного ограничения предлагаемая гидромашин содержит две секции, которые имеют общий корпус, но разделены плоской перегородкой 7. Подвижные центральные колеса 1 с внешними зубьями обеих секций закреплены на общем валу 8 с помощью шпонки без углового смещения друг относительно друга. Неподвижные центральные колеса 2 с внутренними зубьями развернуты относительно друг друга на 90° . В торцовой крышке 4 первой секции выполнены два канала 5 подвода рабочей среды, в торцовой крышке второй секции — два канала 6 отвода рабочей среды, а в плоской перегородке 7 — два перепускных канала 9, которые смещены относительно каналов подвода и отвода среды на 90° . При такой конфигурации каналов рабочие полости секций соединены последовательно. Все каналы имеют форму сечения, удлиненную в окружном направлении, причем длина сечения каждого отверстия превышает внешний диаметр сателлитов 3.

Для предлагаемой гидромашин разработаны инженерные методики геометрического проектирования зубчатых звеньев ПРГМ, адаптированные к графическим пакетам трехмер-

ного моделирования. Предложены технологические маршруты изготовления некруглых центральных зубчатых колес из металла и пластика.

В настоящее время экономически оправданно производство ПРГМ, у которых сателлиты выполнены из металла, а центральные некруглые колеса — из полимера (например, капролона). Круглые сателлиты изготавливаются методами традиционной зубообработки. Пластиковые некруглые колеса могут быть выполнены из пакета листов, вырезанных лазером. Другой вариант производства пластиковых колес — литье под давлением (с применением термопластавтомата). Пресс-форма изготавливается методом электроэрозионной резки.

Разработанный экспериментальный роторный насос с пластмассовыми деталями обеспечивает давление 2–3 МПа с производительностью от 10^{-3} до 10^{-1} м³/с. Такой же насос с деталями из металлических сплавов создает давление не менее 15 МПа. При этом сохраняются главные достоинства насоса — низкая стоимость и компактность. При наличии такого насоса можно эффективно решить ряд задач в транспортном комплексе:

самое простое и наиболее очевидное применение ПРГМ — для мойки транспортных средств. В настоящее время на рынке моечного оборудования представлены дешевые насосы низкого давления и дорогостоящие моечные аппараты высокого давления. В этом ряду ПРГМ может занять промежуточное положение;

ПРГМ могут с успехом использоваться в пожарных насосах и насосах, предназначенных для намораживания льда при строительстве ледовых переправ и зимних автодорог;

характеристики ПРГМ позволяют применять их в насосах для перекачки сырой нефти и нефтепродуктов на различных операциях производства и транспортировки углеводородов;

ПРГМ целесообразно использовать в качестве насоса и гидродвигателя в гидротрансмиссиях спецмашин гражданского назначения (экскаваторах, МКСМ, манипуляторах). Такой гидропривод будет дешевле традиционного, при этом в ряде случаев в гидросистемах масло можно заменить водой.

Конкурентные преимущества перед другими типами гидромашин позволяют применять ПРГМ в транспортных платформах буровых установок на водяной подушке [8] для обеспечения гидростатического давления. Практическое использование подобных платформ в настоящее время ограничено из-за отсутствия насосов с высокими технико-экономическими параметрами, к тому же транспортирование буровых платформ в условиях вечной мерзлоты осложнено повышенными требованиями [9] по сохранению окружающей среды. При решении других задач водяная подушка может использоваться вместо магнитного электродинамического подвеса [10] поездов, фуникулеров и трубопроводного транспорта.

Литература

1. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М. : Машиностроение, 1974. 606 с.
2. Ан И-Кан. Синтез, геометрические и прочностные расчеты планетарных механизмов с некруглыми зубчатыми колесами роторных гидромашин : автореф. ... д-ра техн. наук. Томск, 2001. 35 с.
3. Планетарно-роторная гидромашина / Briscoe and Dock Engineering company : пат. 288340 Германия ; опубл. 11.09.1913.
4. A positive-displacement machine of gear type / Zhang Quan : пат. WO 0166948 Китай ; PCT/CN2001/000315 ; заявл. 05.03.01 ; опубл. 13.09.01.
5. Объемный роторный двигатель / Б. Сенявски : а.с. 484710 ПНР. № 2647598/27-11 ; заявл. 01.12.72 ; опубл. 15.09.75, Бюл. № 34.
6. Роторная гидромашина / Г. Ю. Волков : пат. 2513057 Рос. Федерация. № 2011137057/11 ; заявл. 11.07.12 ; опубл. 20.04.14, Бюл. № 11.
7. Роторная гидромашина / Г. Ю. Волков, Д. А. Курасов : пат. 144306 Рос. Федерация. № 2014113740 ; заявл. 08.04.14 ; опубл. 20.08.14, Бюл. № 23.
8. Транспортная платформа / И. Я. Баландин, В. В. Алексеенко, И. П. Харченко и др. : а.с. 1039825 СССР. № 2647598/27-11 ; заявл. 24.07.78 ; опубл. 07.09.83, Бюл. № 33.
9. Ряполова Н. Л. Оценка экологической техноёмкости природных комплексов Ямало-Ненецкого автономного округа в связи с транспортным и хозяйственным освоением региона // Транспорт Урала. 2015. № 1 (44). С. 111–113. ISSN 1815-9400.
10. Заикин С. Н., Соколов О. Б. Исследование устойчивости стационарного режима работы линейного синхронного электропривода вагона на электродинамическом подвесе // Транспорт Урала. 2015. № 2 (45). С. 71–79. ISSN 1815-9400.

References

1. Bashta T. M. Obyemnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem [Displacement pumps and hydraulic motors of hydraulic systems]. M. : Mashinostroenie, 1974. 606 p.
2. An I-Kan. Sintez, geometricheskie i prochnostnye raschety planetarnykh mekhanizmov s nekruglymi zubchatymi kolesami rotornykh gidromashin : avtoref. ... d-ra tekhn. nauk [Synthesis, geometric and strength analysis of planetary gears with non-circular gears in rotary hydraulic machines : DSc in Engineering Thesis]. Tomsk, 2001. 35 p.
3. Planetarno-rotornaya gidromashina [Planetary rotary hydraulic machine] / Briscoe and Dock Engineering company : pat. 288340 Germaniya ; publ. 11.09.1913.
4. A positive-displacement machine of gear type / Zhang Quan : pat. WO 0166948 China ; PCT/CN2001/000315 ; appl. 05.03.01 ; publ. 13.09.01.
5. Obyemnyy rotorny dvigatel [Positive displacement rotary motor] / B. Senyavski : a. s. 484710 PNR. № 2647598/27-11 ; appl. 01.12.72 ; publ. 15.09.75, Bulletin № 34.
6. Rotornaya gidromashina [Rotary hydraulic machine] / G. Yu. Volkov : pat. 2513057 Russian Federation. № 2011137057/11 ; appl. 11.07.12 ; publ. 20.04.14, Bulletin № 11.
7. Rotornaya gidromashina [Rotary hydraulic machine] / G. Yu. Volkov, D. A. Kurasov : pat. 144306 Russian Federation. № 2014113740 ; appl. 08.04.14 ; publ. 20.08.14, Bulletin № 23.
8. Transportnaya platforma [Transport platform] / I. Ya. Balandin, V. V. Alekseenko, I. P. Kharchenko i dr. : a. s. 1039825 SSSR. № 2647598/27-11 ; appl. 24.07.78 ; publ. 07.09.83, Bulletin № 33.
9. Ryapolova N. L. Otsenka ekologicheskoy tekhnnoemkosti prirodnykh kompleksov Yamalo-Nenetskogo avtonomnogo okruga v svyazi s transportnym i khozyaystvennym osvoeniem regiona [Assessment of environmental capacity of natural systems of Yamal-Nenets Autonomous Okrug in the context of transport and economic development of the region] // Transport of the Urals. 2015. № 1 (44). P. 111–113. ISSN 1815-9400.
10. Zaikin S. N., Sokolov O. B. Issledovanie ustoychivosti statsionarnogo rezhima raboty lineynogo sinkhronnogo elektroprivoda vagona na elektrodinamicheskom podvese [Study of stability of steady-state operation mode of the linear synchronous electric drive of electrodynamic suspension train] // Transport of the Urals. 2015. № 2 (45). P. 71–79. ISSN 1815-9400.

УДК 656.259

Юрий Валерьевич Могильников, ассистент кафедры «Автоматика, телемеханика и связь на железнодорожном транспорте» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

ВЛИЯНИЕ АСИММЕТРИИ ТЯГОВОГО ТОКА НА РАБОТУ РЕЛЬСОВЫХ ЦЕПЕЙ

Yuriy Valeryevich Mogilnikov, Assistant Department of Railway Automation, Telemechanics and Communication, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Influence of traction current asymmetry on track circuits operation

Аннотация

Статья посвящена оценке влияния асимметрии тягового тока на работу рельсовых цепей при тяжеловесном движении поездов. Предложено устройство сигнализации, которое позволяет непрерывно контролировать появление в рельсовых цепях асимметрии как постоянного, так и переменного тягового тока, сигнализировать о ее значениях, превышающих норму, сократить время на поиск отказа и устранить его в кратчайшие сроки, установив причину ложной занятости рельсовой цепи.

Ключевые слова: асимметрия тягового тока, дроссель-трансформатор, рельсовая цепь, коэффициент асимметрии, устройство, сигнализация.

Summary

The article is dedicated to assessing the impact of traction current track asymmetry on track circuits operation under heavy train traffic. A signaling device is proposed which allows continuous monitoring of both DC and AC traction current asymmetry in track circuits, send signals when it exceeds normal values, reduce the time to find failure and eliminate it as soon as possible, establishing the cause of false occupancy of track circuit.

Keywords: traction current asymmetry, impedance bond with secondary winding, track circuit, skewness, device, alarm.

Иntenсивный рост грузооборота на сети железных дорог требует увеличения массы перевозимых грузов, а значит, и массы поездов. Поэтому признано целесообразным развитие тяжеловесного движения с пропуском подвижного состава весом от 6 до 9 тыс. т. Однако следует отметить, что при этом необходимо решить ряд проблем, связанных с подготовкой инфраструктуры путевого хозяйства, хозяйств электроснабжения, а также систем железнодорожной автоматики и телемеханики (ЖАТ) [1, 2].

Как известно, влияние асимметрии тягового тока носит многофакторный характер. Цель данной статьи — оценить ее воздействие на работу аппаратуры рельсовых цепей. В двухниточных рельсовых цепях тяговый ток проходит по обеим рельсовым нитям в одном направлении. Часть тягового тока I_{T1} , протекая по одному из рельсов, попадает в одну полуобмотку дроссель-трансформатора, другая часть I_{T2} протекает через вторую полуобмотку. Затем суммарный ток $I_{T1} + I_{T2}$ через перемычку поступает в среднюю точку основной обмотки смежного дроссель-трансформатора, где, разделяясь на две части, протекает по рельсовым нитям соседней рельсовой цепи. Потоки, создаваемые токами, протекающими в полуобмотках, направлены в разные стороны, поэтому при $I_{T1} = I_{T2}$ разностный поток в сердечнике дроссель-трансформатора равен нулю (рис. 1).

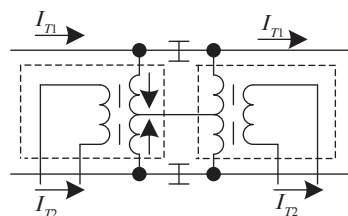


Рис. 1. Схема протекания обратного тягового тока

В большинстве случаев сопротивления рельсовых нитей в пределах рельсовых цепей не равны между собой. Это обусловлено многими факторами: разностью длин перемычек, соединяющих дроссель-трансформатор с рельсовыми нитями, и переходных сопротивлений в местах их крепления к рельсам, нестабильностью сопротивлений стыковых токопроводящих соединителей или вообще их отсутствием, присоединением

металлических опор контактной сети и других металлических конструкций (на рис. 1 не приведены), расположенных вблизи пути к одному из рельсов. Асимметрия тягового тока также в значительной степени зависит от асимметрии сопротивления рельсовых нитей по отношению к земле, причем наибольшая неравномерность появляется при высоком сопротивлении балласта в зимнее время.

Режимы работы рельсовой цепи обеспечиваются при определенных значениях входных сопротивлений питающего и рельсового концов и при стабильности этих значений. Сопротивления концов рельсовой цепи определяются в том числе и параметрами путевых дроссель-трансформаторов, которые в условиях эксплуатации должны быть стабильными. Проход тягового тока через дроссель-трансформаторы в обход изолирующих стыков и симметричное распределение тягового тока по рельсовой линии или в рамках допустимой асимметрии на режимы работы рельсовой цепи не влияют. Постоянство параметров дроссель-трансформатора при электротяге постоянного тока достигается наличием воздушного зазора сердечника.

Из-за значительного поперечного сечения основная обмотка дроссель-трансформатора представляет для постоянного тягового тока ничтожно малое сопротивление и, будучи расположена на массивном железном сердечнике, оказывает переменному сигнальному току рельсовой цепи относительно большое индуктивное сопротивление. Это сопротивление может резко уменьшаться при неравномерном распределении тяговых токов в рельсовых нитях.

В случае неравномерного распределения токов одна из полуобмоток основной обмотки дроссель-трансформатора вызывает преобладание намагничивающего постоянного поля и намагничивание сердечника. В результате снижается индуктивность дроссель-трансформатора, и его сопротивление переменному току уменьшается, что ведет к изменению сопротивления по концам рельсовой цепи и, как следствие, к обесточиванию путевого реле, т.е. ложной занятости рельсовой цепи. Практика показывает, что наиболее подвержены асимметрии короткие станционные рельсовые цепи.

Для оценки разности значений тягового тока применяется коэффициент асимметрии

$$K_a = \frac{I_{T1} - I_{T2}}{I_{T1} + I_{T2}} \cdot 100\%. \quad (1)$$

При электротяге постоянного тока коэффициент K_a не должен превышать 6%, а при электротяге переменного тока — 4%.

Мешающее действие асимметрии при электротяге постоянного тока сказывается в подмагничивании дроссель-трансформатора и уменьшении сопротивления его основной обмотки сигнальному току. Для дроссель-трансформаторов типа ДТ 0,2-500 и ДТ-0,6-500 допускается абсолютное значение асимметрии $I_{T1} - I_{T2} = 200$ А, а для дроссель-трансформаторов типа ДТ-0,2-1000 и ДТ-0,6-1000 — 240 А. Чтобы определить K_a , измеряют падение напряжения постоянного тока на обеих полуобмотках дроссель-трансформатора.

При электротяге переменного тока из-за асимметрии появляются помехи на входе приемных устройств автоматиче-

ской локомотивной сигнализации и повреждается аппаратура рельсовой цепи. В данном случае асимметрия тягового тока не должна превышать 15 А при использовании дроссель-трансформатора ДТ-1-150. Для измерения используют токоизмерительные клещи Дитца или устройство Винника [3].

Из-за существенного роста обратных тяговых токов в рельсовых линиях при движении поездов повышенной массы и длины, а следовательно, и роста абсолютного значения асимметрии тягового тока в местах подключения к рельсам аппаратуры рельсовых цепей необходимо разработать требования к продольной и поперечной асимметрии, тщательно исследовать данное явление и его причины [4].

Из всего вышесказанного можно сделать следующие выводы: нормируемые значения разностного тока и коэффициента асимметрии не соответствуют максимально возможным значениям обратного тягового тока в условиях эксплуатации; асимметрию тягового тока можно измерять только при свободности рельсовой цепи для обеспечения безопасности обслуживающего персонала;

нет единого универсального способа или прибора, позволяющего проводить измерения независимо от рода тягового тока; существуют погрешности при измерении асимметрии тягового тока, вызванные краткосрочным и непостоянным контролем, зависящим от поездной обстановки.

Эти недостатки позволяют устранить устройство сигнализации о наличии асимметрии как постоянного, так и переменного тягового тока в рельсовых цепях (рис. 2) [5].

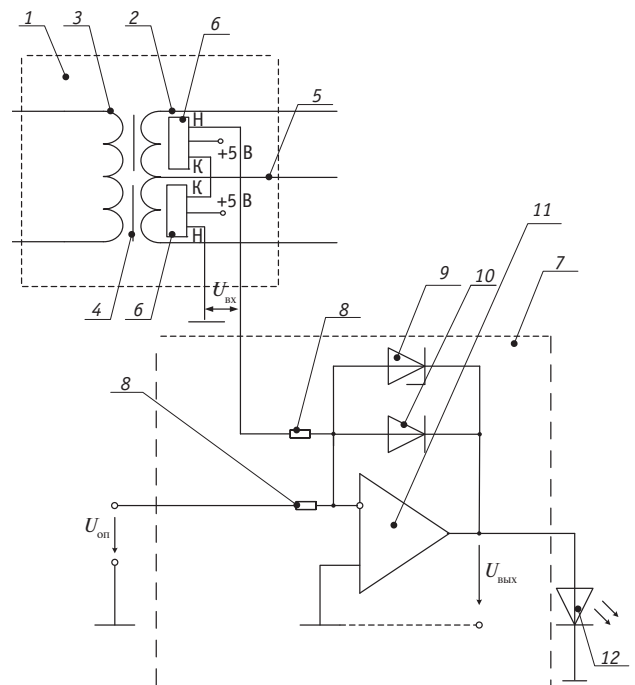


Рис. 2. Устройство сигнализации о наличии асимметрии тягового тока в рельсовых цепях:
 1 — трансформатор; 2 — основная обмотка; 3 — дополнительная обмотка; 4 — сердечник; 5 — переключатель; 6 — датчики Холла компенсационного типа; 7 — компаратор; 8 — резисторы; 9 — стабилитрон; 10 — диод; 11 — операционный усилитель; 12 — светодиод

В предлагаемом устройстве над каждой полуобмоткой дроссель-трансформатора устанавливаются линейные датчики Холла, включенные встречно. Они могут быть использованы в составе измерителей силы тока в пределах от 250 мА до тысяч ампер. Компенсационные датчики тока позволяют бесконтактным способом измерять постоянный, переменный и импульсный токи в диапазонах от ± 5 до ± 1200 А. К примеру, датчик с катушкой в 1000 витков формирует выходной ток в 1 мА на 1 А измеряемого тока. Точковый выход конвертируется в вольтовый при помощи внешнего резистора, рекомендуемые значения которого всегда приводятся в технической документации на датчик. Дополнительная регулировка чувствительности производится путем увеличения числа витков проводника вокруг кольца магнитопровода датчика или установкой перемычек, задающих число витков внутренней компенсационной катушки датчика [6].

Важнейшее достоинство таких датчиков — полное отсутствие электрической связи с измеряемой цепью. Если линейный датчик Холла расположен вблизи проводника с током, то его выходное напряжение пропорционально индукции магнитного поля, окружающего проводник. Величина индукции, в свою очередь, пропорциональна току. Иначе говоря, с появ-

лением асимметрии тягового тока в рельсовой цепи на выходе встречно соединенных датчиков Холла появится напряжение $U_{\text{вх}}$, пропорциональное току асимметрии, которое будет подаваться на инверсный вход компаратора, на другой вход компаратора подается опорное напряжение $U_{\text{оп}}$, соответствующее допустимому уровню асимметрии тягового тока. Если $U_{\text{вх}}$ будет равным $U_{\text{оп}}$ или превысит его значение, то на выходе компаратора появится напряжение, от которого загорится светодиод, сигнализирующий об асимметрии тягового тока. Для каждой рельсовой цепи на станции устанавливается свой светодиод, он выносится на отдельную панель на пульте дежурного по станции, если речь идет о станционных рельсовых цепях. Если применять это устройство в перегонных рельсовых цепях, то светодиоды для информации об асимметрии тягового тока можно включать в линию диспетчерского контроля.

Таким образом, предлагаемое устройство сигнализации позволяет непрерывно контролировать появление в рельсовых цепях асимметрии как постоянного, так и переменного тягового тока, сигнализировать о ее значениях, превышающих норму, сократить время на поиск отказа, устранить его в кратчайшие сроки, установив причину ложной занятости рельсовой цепи.

Литература

1. Бушуев С. В., Севергин Г. С. Оценка влияния асимметрии тягового тока на работу аппаратуры рельсовых цепей при пропуске тяжеловесных поездов // Управление производством: электроснабжение и энергосбережение, электропривод и автоматика : матер. молод. науч.-практ. конф. Екатеринбург : РГППУ, 2014. С. 19–22.
2. Могильников Ю. В. Влияние тяжеловесных поездов на работу рельсовых цепей и аппаратуры АЛСН // Транспорт Урала. 2014. № 2 (41). С. 109–113. ISSN 1815-9400.
3. Аркатов В. С., Кравцов Ю. А., Степенский Б. М. Рельсовые цепи. Анализ работы и техническое обслуживание. М. : Транспорт, 1990. С. 245–246.
4. Влияние тяжеловесных поездов на рельсовые цепи и АЛСН / И. Н. Шевердин, В. И. Шаманов, Ю. А. Трофимов и др. // Автоматика, связь, информатика. 2006. № 10. С. 16–19.
5. Устройство сигнализации о наличии асимметрии тягового тока в рельсовых цепях / Ю. В. Могильников, К. В. Гундырев : пат. 2452034 Рос. Федерация. № 2010148685/08 ; заявл. 29.11.10 ; опубл. 27.05.12, Бюл. № 15.
6. Агейкин Д. И., Костина Е. Н., Кузнецова Н. Н. Датчики контроля и регулирования : справ. матер / 2-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1965.

References

1. Bushuev S. V., Severgin G. S. Otsenka vliyaniya asimmetrii tyagovogo toka na rabotu apparatury relsovykh tsepey pri propuske tyazhelovesnykh poezdov [Evaluation of the impact of traction current asymmetry on operation of track circuit equipment under heavy train traffic] // Upravlenie proizvodstvom: elektrosnabzhenie i energosberezhenie, elektroprivod i avtomatika : mater. molod. nauch.-prakt. konf. Ekaterinburg : RGPPU, 2014. P. 19–22.
2. Mogilnikov Yu. V. Vliyaniye tyazhelovesnykh poezdov na rabotu relsovykh tsepey i apparatury ALSN [Impact of heavy trains on operation of track circuits and continuous automatic locomotive signaling (CALS) equipment] // Transport of the Urals. 2014. № 2 (41). P. 109–113. ISSN 1815-9400.
3. Arkatov V. S., Kravtsov Yu. A., Stepenskiy B. M. Relsovyie tsepi. Analiz raboty i tekhnicheskoe obsluzhivanie [Track circuits. Analysis of operation and maintenance]. M. : Transport, 1990. P. 245–246.
4. Vliyaniye tyazhelovesnykh poezdov na relsovyie tsepi i ALSN [The impact of heavy trains on track circuits and continuous automatic cab signaling] / I. N. Sheverdin, V. I. Shamanov, Yu. A. Trofimov i dr. // Avtomatika, svyaz, informatika. 2006. № 10. P. 16–19.
5. Ustroystvo signalizatsii o nalichii asimmetrii tyagovogo toka v relsovykh tsepyakh [The device indicating the presence of traction current asymmetry in track circuits] / Yu. V. Mogilnikov, K. V. Gundyrev : pat. 2452034 Russian Federation. № 2010148685/08 ; appl. 29.11.10 ; publ. 27.05.12, Bulletin № 15.
6. Ageykin D. I., Kostina E. N., Kuznetsova N. N. Datchiki kontrolya i regulirovaniya : sprav. mater / 2-e izd., pererab. i dop. [Control and regulation sensors : reference book / 2nd ed., rev. and add.]. M. : Mashinostroyeniye, 1965.

УДК 656.014

Василий Михайлович Сай, доктор технических наук, профессор кафедры «Путь и железнодорожное строительство» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,
Ольга Юрьевна Портнова, аспирант кафедры «Станции, узлы и грузовая работа» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ПОДАЧИ-УБОРКИ ВАГОНОВ НА ПРОМЫШЛЕННЫЕ ПРЕДПРИЯТИЯ

Vasily Mikhaylovich Say, DSc in Engineering, Professor, Department of Railway Construction and Railway Track, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,
Olga Yuriyevna Portnova, graduate student, Department of Stations, Junctions and Freight Work, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Study of mathematical model forecasting car delivery and removal at industrial enterprises

Аннотация

В статье представлена верификация математической дифференциальной модели прогнозирования подачи-уборки вагонов на промышленные предприятия, т.е. тестирование модели на соответствие результатов расчетов производственным сценариям, оценка ее работоспособности и адекватности реальному вагонопотоку.

Основой для верификации послужила информация о ежедневных поставках и отправлениях вагонов в адрес предприятий, расположенных и функционирующих в границах Свердловской железной дороги. Для определения границ безрисковой зоны работы предприятий выполнено зонирование количества прибывающих вагонов.

По результатам численных экспериментов с различными значениями параметров модели и начальных условий системы дифференциальных уравнений установлено, что полученные решения сценариев соответствуют реальным процессам подачи-уборки вагонов и движения грузовых вагонов на подъездных путях предприятий.

Ключевые слова: зоны рисков вагонопотоков, неравномерность вагонопотоков, подача вагонов, дифференциальная модель.

Summary

The paper presents verification of mathematical differential model predicting car delivery and removal at industrial enterprises, i. e. the model is tested for compliance of calculated values with production scenarios, its efficiency and adequacy for the actual traffic volumes is being evaluated.

The information about daily arrivals and departures of cars to enterprises located and operating within the boundaries of Sverdlovsk Railway served as the basis for the verification. To determine the risk-free operation boundaries of the enterprises, the number of arriving cars was zoned.

According to the results of numerical experiments with various values of model parameters and initial conditions of a differential equations system, it has been established that the resulting scenario solutions correspond to the real process of delivery and removal of cars and freight car movement on enterprise approach lines.

Keywords: car traffic risk zones, uneven traffic volumes, car arrival, differential model.

Для большинства предприятий Российской Федерации основным видом транспорта остается железнодорожный. Поэтому достижение высокого уровня организации и управления процессом перевозок грузов, надежности железнодорожного транспорта, обеспечение строгой ритмичности и регулярности поставок вагонов под погрузку, отправку грузов потребителям чрезвычайно важны для развития экономики регионов и страны в целом.

Как показывает анализ, сегодня обеспечение строгой ритмичности и регулярности поставок вагонов под погрузку, отправку грузов потребителям — одна из основных задач транспортно-производственной деятельности и ОАО «РЖД», и промышленных предприятий.

В [1–5] представлена математическая дифференциальная модель, описывающая равномерное и бесперебойное передвижение вагонов на местах необщего пользования и позволяющая обеспечить соотношение количества вагонов и их поступление-отправку исходя из учета вместимости грузового фронта.

В настоящей статье рассматривается верификация разработанной математической модели прогнозирования подачи-уборки вагонов на промышленные предприятия с использованием дифференциальных уравнений, т.е. тестирование модели на соответствие результатов расчетов реальным производственным сценариям, оценка ее работоспособности и адекватности реальному вагонопотоку, на примере предприятий, расположенных и функционирующих в границах Свердловской железной дороги. Основой верификации служила информация о ежедневных поставках и отправлениях вагонов в адреса предприятий, для которых проведено зонирование количества прибывающих вагонов и определены границы безрисковой зоны работы [6, 7].

Так, на рис. 1 и 2 показано распределение прибывающих вагонов и выделены зоны возникающих рисков для промышленного предприятия C (крупнейшего в черной металлургии), на рис. 3 и 4 — для предприятия G (горно-металлургического),

на рис. 5 и 6 — для предприятия *D* (метизно-металлургический комбинат).

Численные эксперименты верификации сценариев организации подачи-уборки вагонов на путях предприятий выполнены с помощью пакета Mathcad [8].

Рассмотрим один из сценариев работы предприятия *C*. Зададим интервал интегрирования $t_0 := 0$ и $t_1 := 50$ и начальные условия, сделав срез одного из дней работы предприятия: $x_0 = 500$ поступивших вагонов с сырьем; $y_0 = 150$ порожних вагонов; $z_0 = 645$ вагонов, готовых к отправлению*. Обоснование выбранного объема выборки данных (150 сут) приведено в [6].

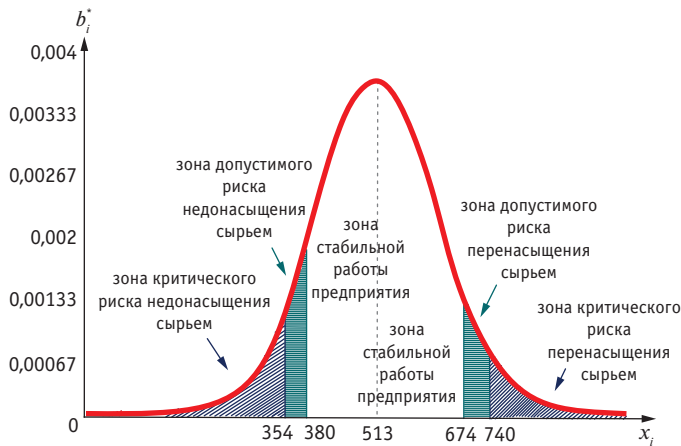


Рис. 1. График плотности и зон риска прибытия груженых вагонов в адрес предприятия *C*:
220–354, 740–888 — зоны критического риска;
354–380, 674–740 — зоны допустимого риска; 380–513, 513–674 — зоны стабильной (безрисковой) работы предприятия

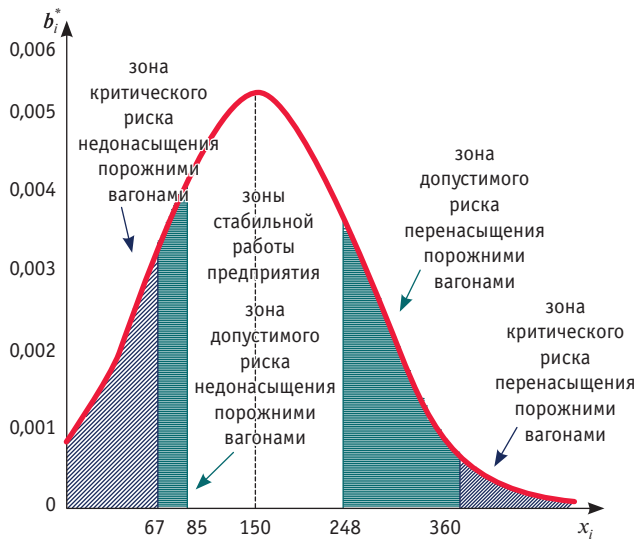


Рис. 2. График плотности и зон риска прибытия порожних вагонов в адрес предприятия *C*:
18–67, 360–378 — зоны критического риска; 67–85, 248–360 — зоны допустимого риска; 85–150, 150–248 — зоны стабильной работы

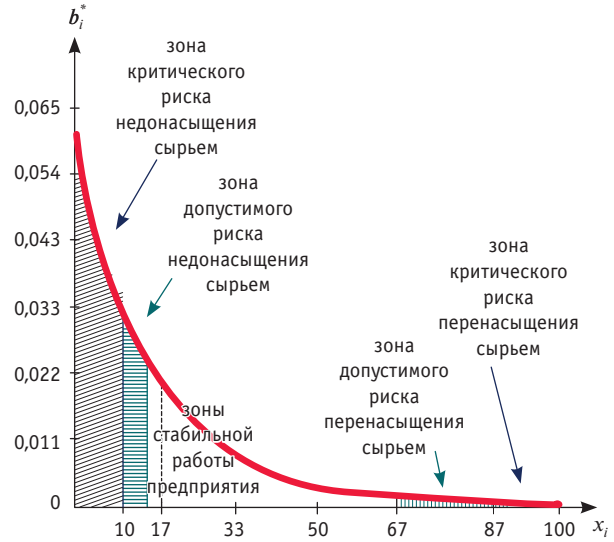


Рис. 3. График плотности и зон риска прибытия груженых вагонов в адрес предприятия *G*:
0–10, 87–100 — зоны критического риска; 10–15, 67–87 — зоны допустимого риска; 15–17, 17–67 — зоны стабильной работы

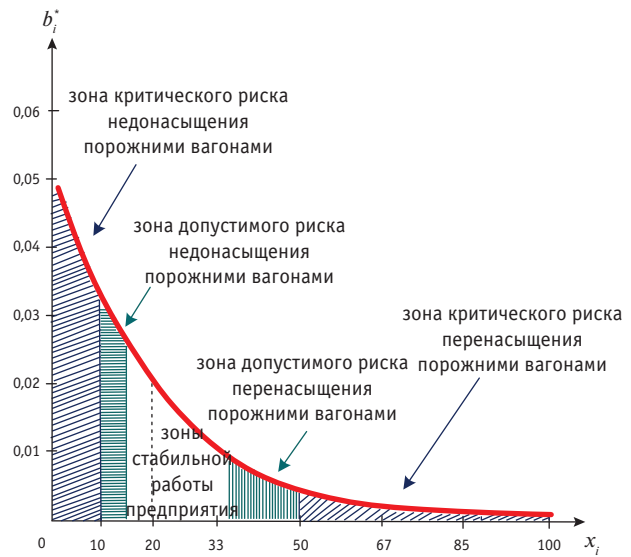


Рис. 4. График плотности и зон риска прибытия порожних вагонов в адрес предприятия *G*:
0–10, 50–100 — зоны критического риска; 10–15, 35–50 — зоны допустимого риска; 15–20, 20–35 — зоны стабильной работы

В результате расчетов для предприятия *C* получены следующие коэффициенты, характеризующие скорость перемещения вагонов на подъездных путях: $\mu = 0,114$; $\alpha = 0,29$; $\beta = 0,28$; $\gamma = 0,4$; $\delta = 0,218$; $\lambda = 0,07$; $\nu = 0,07$; $f_1(t) = 10 \sin(1,7t) + 58$; $f_2(t) = 10 \sin(1,7t) + 20$; $f_3(t) = 10 \sin(1,7t) + 38$.

Здесь $f_1(t)$ и $\mu x(t)$ — соответственно скорость поступления груженых вагонов и скорость изменения их количества; $f_2(t)$

*Такой срез объясняется разной технологической направленностью предприятий, а следовательно, разной организацией производства и, что особенно важно для наших исследований, разным преобладанием погрузки над выгрузкой.

и $\alpha y(t)$ — соответственно скорость поступления порожних вагонов и скорость изменения их количества; $\beta z(t)$ — скорость убывания количества вагонов с сырьем; $\gamma x(t)$ — скорость поступления порожних вагонов, направляемых под сдвоенные операции из-под разгрузки; $\delta y(t)$ — скорость изменения количества порожних вагонов из-под выгрузки, готовых к отправлению на выставочные пути; $\lambda z(t)$ — скорость изменения количества погруженных готовой продукцией вагонов, готовых к отправлению на выставочные пути; $\nu x(t)$ и $f_3(t)$ — соответственно скорость отправления порожних и груженных вагонов с подъездных путей предприятия на выставочные пути железнодорожной станции. Единицы измерения всех показателей — ваг/сут.

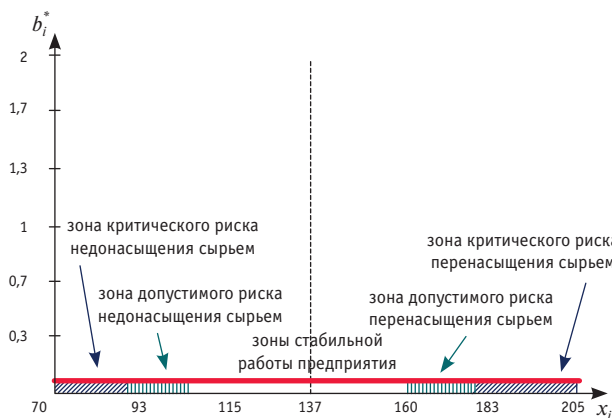


Рис. 5. График плотности и зон риска прибытия груженных вагонов в адрес предприятия D:

70–90, 180–205 — зоны критического риска; 90–105, 160–180 — зоны допустимого риска; 105–137, 137–160 — зоны стабильной работы

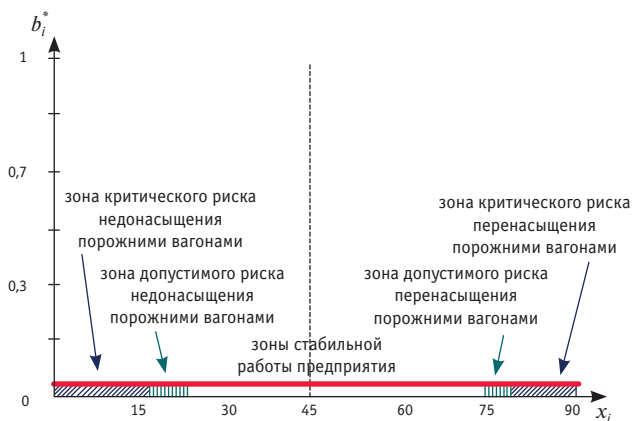


Рис. 6. График плотности и зон риска прибытия порожних вагонов в адрес предприятия D:

0–20, 80–90 — зоны критического риска; 20–25, 75–80 — зоны допустимого риска; 22–45, 45–75 — зоны стабильной работы

Система дифференциальных уравнений, описанная в [1–6] (с учетом заданных начальных условий), имеет вид

$$\frac{d}{dt} x(t) := -0,114 \cdot x(t) + (10 \cdot \sin(1,7 \cdot t) + 58)$$

$$\frac{d}{dt} y_1(t) := -0,29 \cdot y(t) - 0,28 \cdot z(t) + 0,4 \cdot x(t) + (10 \cdot \sin(1,7 \cdot t) + 20)$$

$$\frac{d}{dt} z(t) := 0,218 \cdot y(t) + 0,07 \cdot z(t) - 0,077 \cdot x(t) - (10 \cdot \sin(1,7 \cdot t) + 38)$$

$$x(t_0) := 500, y(t_0) := 150, z(t_0) := 645, t_0 := 0, 0,1 \dots 50$$

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} := \text{Odesolve} \left[\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}, t, t_1 \right].$$

По результатам расчетов построим график динамики изменения количества каждого вида вагонов на подъездных путях в течение рассматриваемого промежутка времени (рис. 7). Ось ординат на рис. 7 характеризует количество вагонов, ось абсцисс — временной промежуток с разбивкой по суточным интервалам. Интервал по оси абсцисс может быть построен в любом диапазоне, выбран наиболее наглядный вариант — 50 сут.

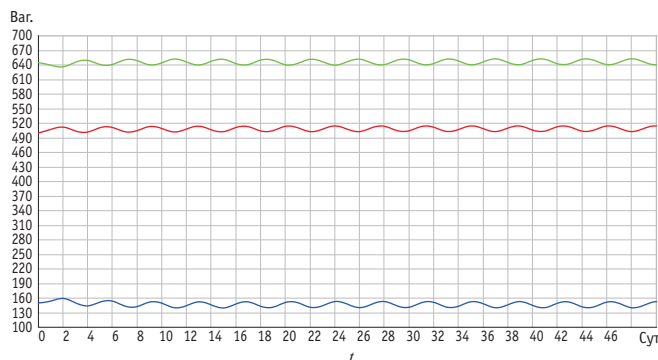


Рис. 7. График динамики изменения количества вагонов на подъездных путях предприятия C:

— $x(t)$ — прибыло груженных; — $y(t)$ — прибыло порожних; — $z(t)$ — отправлено груженных/порожних

Сопоставим реальные процессы поступления вагонов и результаты численных решений на модели с использованием дифференциальных уравнений (рис. 8 и 9). Отметим, что на графиках стационарные точки — центры — совпадают с математическим ожиданием произведенного статистического анализа поставок подвижного состава в адрес предприятия С. Близость траектории к данным точкам характеризует наиболее устойчивую работу предприятия. На графиках красным представлено реальное поступление вагонов, а синим отмечен график расчетов, построенных с помощью пакета Mathcad 15.

Отметим, что суточная численность вагонов, близкая к математическому ожиданию (стационарным точкам системы дифференциальных уравнений), которое составляет $x(t) = 513$ вагонов с сырьем, $y(t) = 150$ порожних вагонов, $z(t) = 340$ вагонов, готовых к отправлению, обеспечит наиболее устойчивую

работу предприятия. Как видно из рис. 7, в результате решения получены стабильные колебания вагонопотоков в определенном диапазоне (вокруг стационарной точки), находящемся в зоне стабильной работы предприятия, исключающей возникновение рисков.

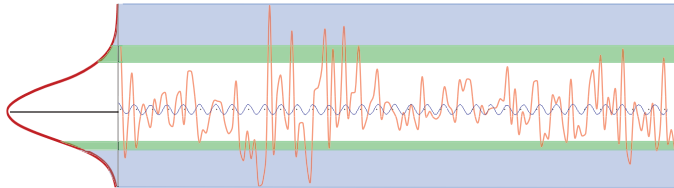


Рис. 8. График сопоставления реальных процессов поступления вагонов с сырьем на предприятие С и результатов численных решений

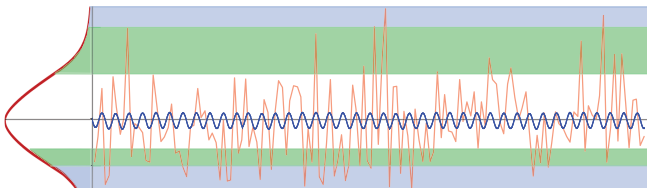


Рис. 9. График сопоставления реальных процессов поступления порожних вагонов на предприятие С и результатов численных решений

Количество прибывающего и отправляемого порожнего подвижного состава равно, что доказывает сбалансированность между входящими и выходящими вагонопотоками и подтверждает адекватность и работоспособность математической модели, основанной на дифференциальных уравнениях и описывающей передвижение вагонов на местах необщего пользования.

Для рассмотрения динамики изменения численности вагонов в течение суток воспользуемся дискретным представлением математической дифференциальной модели (модель описана в [1–5]) посредством разностных уравнений при $n = 0; 1; 2; 3; \dots$ ($n \in N$ — множество натуральных чисел):

$$x_{n+1} = x_n + (-0,114x_n + (10\sin(1,7t_n) + 58) \cdot h,$$

$$y_{n+1} = y_n + (-0,29y_n - 0,28z_n + 0,4x_n + (10\sin(1,7t_n) + 20) \cdot h,$$

$$z_{n+1} = z_n + (0,218y_n + 0,07z_n - 0,077x_n - (10\sin(1,7t_n) + 38) \cdot h.$$

Очередность подачи на грузовые пункты вагонов и их уборки должна обеспечивать наименьший суммарный простой вагонов и минимальную затрату маневровых средств. Для определения оптимального числа подач и уборок вагонов на грузовые фронты предприятия необходимо рассматривать несколько вариантов исходя из анализа работы самого предприятия. Выбор количества совершаемых подач-уборок подвижного состава оказывает влияние на определение времени (шага h) между ними.

Согласно технологии, в сутки в адрес предприятия С совершается до 8 подач-уборок вагонов в грузовые пункты. Разобьем сутки на 8 равных интервалов, получим временные значения с шагом $h = 0,125$ сут и цикл $T: \{0; 0,125; 0,25; 0,375; 0,5; 0,625; 0,75; 0,875; 1\}$. Расчет для каждой очередности подачи-уборки, совершаемой на подъездные пути предприятия С, приведен в табл. 1. Коэффициенты системы позволяют рассчитать минимально потребное количество каждого вида вагонов, а также рассмотреть процесс изменения количества вагонов на подъездных путях предприятия во времени.

Таблица 1

Расчет для каждой очередности подачи-уборки, совершаемой на подъездные пути предприятия С

Сутки	Шаг	Количество вагонов											
		груженых, находящихся на предприятии	порожних, находящихся на предприятии	груженых/порожних, готовых к отправлению	разгруженных на фронтах выгрузки	общее кол-во вагонов с сырьем, подаваемых на предприятие под выгрузку	погруженных на фронтах погрузки	под двояными операциями из-под разгрузки (от общего кол-ва)	общее кол-во порожних при новой подаче под погрузку	порожних из-под выгрузки, готовых к отправлению на выставочные пути	груженых, готовых к отправлению на выставочные пути	порожних, отправляемых с предприятия при уборке на выставочные пути	груженых, отправляемых с предприятия при уборке на выставочные пути
	h	x	y	z	$\mu x(t)$	$f_1(t)$	$\alpha y(t)$	$\gamma x(t)$	$f_2(t)$	$\delta y(t)$	$\lambda z(t)$	$\nu x(t)$	$f_3(t)$
	h_0	500	150	645	57	60	44	200	22	33	45	39	40
1	h_1	500	150	645	57	62	43	200	24	33	45	39	42
	h_2	501	150	645	57	64	43	200	26	33	45	39	44
	h_3	502	150	644	57	66	44	201	28	33	45	39	46
	h_4	503	151	643	57	67	44	201	29	33	45	39	47
	h_5	504	151	642	57	68	44	202	30	33	45	39	48
	h_6	505	152	641	58	68	44	202	30	33	45	39	48

Окончание табл. 1

Сутки	Шаг	Количество вагонов											
		груженых, находящихся на предприятии	порожных, находящихся на предприятии	груженых/порожных, готовых к отправлению	разгруженных на фронтах выгрузки	общее кол-во вагонов с сырьем, подаваемых на предприятие под выгрузку	погруженных на фронтах погрузки	под двоянными операциями из-под разгрузки (от общего кол-ва)	общее кол-во порожних при новой подаче под погрузку	порожных из-под выгрузки, готовых к отправлению на выставочные пути	груженых, готовых к отправлению на выставочные пути	порожных, отправляемых с предприятия при уборке на выставочные пути	груженых, отправляемых с предприятия при уборке на выставочные пути
	h	x	y	z	$\mu x(t)$	$f_1(t)$	$\alpha y(t)$	$\gamma x(t)$	$f_2(t)$	$\delta y(t)$	$\lambda z(t)$	$\nu x(t)$	$f_3(t)$
1	h_7	507	153	640	58	68	44	203	30	33	45	39	48
	h_8	508	155	639	58	67	45	203	29	34	45	39	47
Итого за сутки		—	—	—	—	529	—	—	225	—	—	310	369
2	h_1	509	156	638	58	67	45	204	29	34	45	39	47
	h_2	510	157	637	58	65	45	204	27	34	45	39	45
	h_3	511	158	636	58	64	46	204	26	34	45	39	44
	h_4	512	158	636	58	62	46	205	24	35	45	39	42
	h_5	512	159	636	58	60	46	205	22	35	44	39	40
	h_6	512	159	636	58	58	46	205	20	35	44	39	38
	h_7	512	159	636	58	55	46	205	17	35	45	39	35
	h_8	512	159	636	58	53	46	205	15	35	45	39	33
Итого за сутки		—	—	—	—	483	—	—	179	—	—	315	323

Из табл. 1 видно, что при начальных условиях ($x_0 = 500$ вагонов с сырьем, $y_0 = 150$ порожних вагонов, $z_0 = 645$ вагонов, одновременно находящихся на выставочных путях и готовых к отправлению) для обеспечения стабильной работы предприятия необходимо, чтобы количество вагонов при очередной подаче на подъездные пути через 3 ч составляло не менее $f_1(t) = 10\sin(1,7t) + 58 = 62$ вагонов с сырьем и не менее $f_2(t) = 10\sin(1,7t) + 20 = 24$ порожних вагонов. До момента осуществления новой подачи вагонов на фронтах погрузки-выгрузки должно быть разгружено не менее $\mu x(t) = 0,11x(t) = 57$ вагонов и погружено готовой продукцией не менее $\alpha y(t) = 0,29y(t) = 44$ вагонов. Не менее $\gamma x(t) = 0,4x(t)$, или до 40% от всего объема вагонов с сырьем, необходимо направить под двоянные операции. Количество порожних вагонов, готовых к оформлению перевозочных документов и дальнейшему отправлению на пути станции, составит $\delta y(t) = 0,21y(t) = 33$. Количество погруженных вагонов, готовых к отправлению на выставочные пути станции, $\lambda z(t) = 0,07z(t) = 45$. Количество вагонов при осуществлении последующей уборки с подъездных путей предприятия на пути станции: порожних (не использованных под погрузку) — не менее $\nu x(t) = 0,077x(t) = 39$, груженых готовой продукцией — не менее $f_3(t) = 10\sin(1,7t) + 38 = 40$. Тогда общее количество вагонов, поставленное на пути необщего пользования предприятия C за 1 сут (8 подач), составит: груженых — 529, порожних — 225. Общее количество отправленных вагонов — 679: груженых — 310, порожних — 369. Такое количество вагонов, согласно технологии работы предприятия, находится в зоне стабильного функционирования (см. рис. 1 и 2), исключающей возникновение рисков.

На примере производственного сценария организации подачи-уборки вагонов для предприятия C рассмотрен случай, когда численность поставок подвижного состава в адрес предприятия подчиняется нормальному закону распределения, при этом объемы выгрузки преобладают над объемами погрузки (среднесуточные объемы — соответственно 513 и 360 вагонов). Предприятие C — крупнейшее в черной металлургии, имеющее вагонооборот более 1000 ваг/сут.

Аналогично вышеприведенному примеру рассмотрим производственный сценарий организации подачи-уборки вагонов в адрес горно-металлургического предприятия G , вагонооборот которого не превышает 100 ваг/сут (малое предприятие). Численность поставок подвижного состава в его адрес подчиняется показательному закону распределения. По технологической направленности предприятие относится к погрузочным (среднесуточные объемы выгрузки сырья — 17 вагонов, погрузки — 30 вагонов).

Для предприятия G получены следующие коэффициенты: $\mu = 0,145$; $\alpha = 0,33$; $\beta = 0,35$; $\gamma = 0,6$; $\delta = 0,65$; $\lambda = 0,15$; $\nu = 0,4$; $f_1(t) = \sin(1,7t) + 8$; $f_2(t) = 2\sin(1,7t) + 11$; $f_3(t) = 3\sin(1,7t) + 14$.

Зададим интервал интегрирования $t_0 := 0$ и $t_1 := 50$ и начальные условия: $x_0 = 16$ поступивших вагонов с сырьем; $y_0 = 22$ порожних вагонов; $z_0 = 42$ вагонов, готовых к отправлению.

Система дифференциальных уравнений имеет вид

$$\frac{d}{dt} x(t) := -0,145 \cdot x(t) + (\sin(1,7 \cdot t) + 8)$$

$$\frac{d}{dt}y_1(t) := -0,33 \cdot y(t) - 0,35 \cdot z(t) + 0,6 \cdot x(t) + (2 \cdot \sin(1,7 \cdot t) + 11)$$

$$\frac{d}{dt}z(t) := 0,65 \cdot y(t) + 0,15 \cdot z(t) - 0,4 \cdot x(t) - (3 \cdot \sin(1,7 \cdot t) + 14)$$

$$x(t_0) := 16 \cdot y(t_0) := 22 \cdot z(t_0) := 42 \cdot t := 0, 0,1 \dots 50$$

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} := \text{Odesolve} \left[\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}, t, t_1 \right].$$

После решения системы дифференциальных уравнений с учетом начальных условий построим график динамики изменения количества каждого вида вагонов на подъездных путях предприятия *G* в течение рассматриваемого промежутка времени (рис. 10).

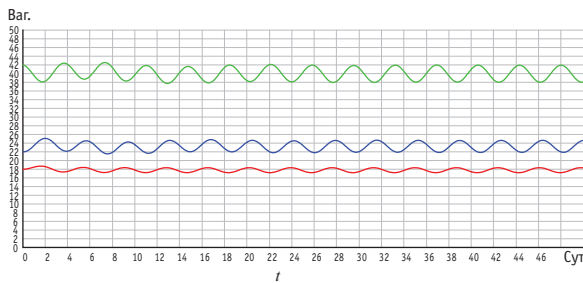


Рис. 10. График динамики изменения количества вагонов на подъездных путях предприятия *G*:

— $x(t)$ — прибыло груженых; — $y(t)$ — прибыло порожних;
— $z(t)$ — отправлено груженых/порожних

Сопоставим реальные процессы поступления вагонов и результаты численных решений (рис. 11 и 12).

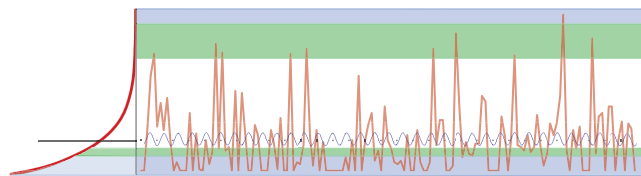


Рис. 11. График сопоставления реальных процессов поступления вагонов с сырьем на предприятие *G* и результатов численного решения

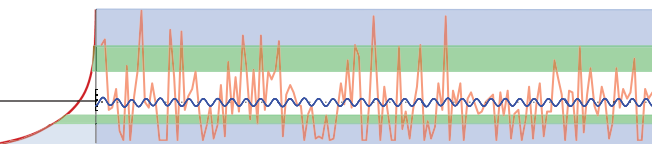


Рис. 12. График сопоставления реальных процессов поступления порожних вагонов на предприятие *G* и результатов численного решения

Далее на примере производственного сценария организации подачи-уборки вагонов в адрес метизно-металлургического предприятия *D* рассмотрим случай, когда числен-

ность поставок подвижного состава подчиняется равномерному закону распределения. По объему перерабатываемого подвижного состава предприятие относится к средним (вагонооборот до 500 ваг/сут). При этом объемы выгрузки и погрузки практически идентичны (среднесуточные объемы выгрузки сырья — 138 вагонов, погрузки — 135 вагонов). Объемы прибытия порожнего подвижного состава превышают объемы прибытия вагонов с сырьем.

Зададим интервал интегрирования и начальные условия: $x_0 = 108$ поступивших вагонов с сырьем; $y_0 = 34$ порожних вагонов; $z_0 = 140$ вагонов, готовых к отправлению.

Для предприятия *D* получены следующие коэффициенты: $\mu = 0,25$; $\alpha = 0,25$; $\beta = 0,161$; $\gamma = 0,2$; $\delta = 0,329$; $\lambda = 0,171$; $\nu = 0,1$; $f_1(t) = 4\sin(1,7t) + 35$; $f_2(t) = 2\sin(1,7t) + 11$; $f_3(t) = 6\sin(1,7t) + 30$.

Система дифференциальных уравнений имеет вид

$$t_0 := 0$$

$$t_1 := 50$$

$$\frac{d}{dt}x(t) := -0,25 \cdot x(t) + (4 \cdot \sin(1,7 \cdot t) + 35)$$

$$\frac{d}{dt}y_1(t) := -0,25 \cdot y(t) - 0,161 \cdot z(t) + 0,2 \cdot x(t) + (2 \cdot \sin(1,7 \cdot t) + 11)$$

$$\frac{d}{dt}z(t) := 0,329 \cdot y(t) + 0,171 \cdot z(t) - 0,1 \cdot x(t) - (6 \cdot \sin(1,7 \cdot t) + 30)$$

$$x(t_0) := 138 \cdot y(t_0) := 42 \cdot z(t_0) := 179 \cdot t_0 := 0, 0,1 \dots 50$$

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} := \text{Odesolve} \left[\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}, t, t_1 \right].$$

В результате расчетов построим график изменения количества каждого вида вагонов на подъездных путях предприятия *D* (рис. 13).

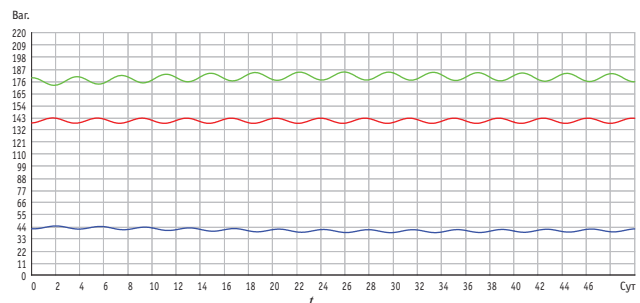


Рис. 13. График динамики изменения количества вагонов на подъездных путях предприятия *D*:

— $x(t)$ — прибыло груженых; — $y(t)$ — прибыло порожних;
— $z(t)$ — отправлено груженых/порожних

Сопоставим реальные процессы поступления вагонов и результаты численного решения системы дифференциальных уравнений (рис. 14 и 15).

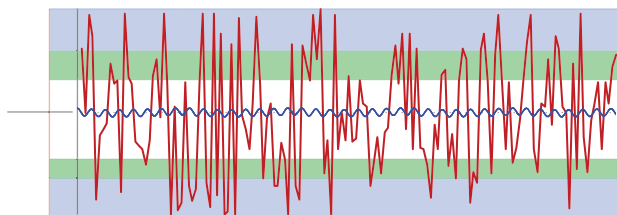


Рис. 14. График сопоставления реальных процессов поступления вагонов с сырьем на предприятие *D* и результатов численного решения

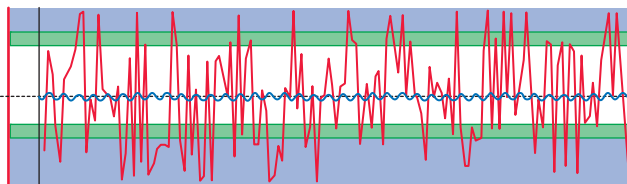


Рис. 15. График сопоставления реальных процессов поступления порожних вагонов на предприятие *D* и результатов численного решения

Все рассмотренные сценарии организации подачи-уборки вагонов на подъездные пути необщего пользования описывают максимально оптимальный вариант, когда количество каждого вида вагонов приближено к математическому ожида-

нию (оптимум). Однако в реальных условиях такая организация сложновыполнима из-за влияния случайных факторов.

Предложенная математическая модель подачи-уборки вагонов на подъездные пути промышленных предприятий в виде линейной системы дифференциальных уравнений позволяет регулировать амплитуду колебаний количества вагонов различного вида в зоне стабильного функционирования предприятия, исключая попадание вагонов в зоны допустимого и критического риска. Отклонение амплитуды в максимальную и минимальную сторону от оптимума соответствует математическому ожиданию.

Таким образом, результаты выполненных исследований позволяют сделать следующие выводы:

предложенная дифференциальная модель адекватно описывает процессы взаимодействия по подаче-уборке вагонов между станцией промышленного предприятия и станцией ОАО «РЖД»;

модель верно реагирует на изменения, возникающие на предприятиях в результате подачи-уборки по видам вагонов, адекватно реагирует на стохастический характер прибытия и отправления вагонов, на изменение соотношения количества вагонов по видам, их поступление-отправку;

полученные решения сценариев соответствуют реальным процессам подачи-уборки и движения вагонов на подъездных путях промышленных предприятий.

Литература

1. Портнова О. Ю. Математическое моделирование процессов обеспечения подвижным составом промышленных предприятий // Тез. всерос. молодеж. науч. конф. / УФИПС. Уфа; Самара, 2013. С. 10–14.
2. Туранов Х. Т., Чуев Н. П., Портнова О. Ю. Математическое моделирование движения грузовых вагонов на подъездных путях предприятия // Наука и техника транспорта. 2013. № 1. С. 13–20. ISSN 2074-9325.
3. Портнова О. Ю. Построение и исследование математической модели обеспечения вагонами промышленных предприятий // Транспорт Урала. 2013. № 1 (36). С. 60–67. ISSN 1815-9400.
4. Портнова О. Ю., Туранов Х. Т., Чуев Н. П. Численное моделирование движения грузовых вагонов на подъездных путях предприятия в Maple // Транспорт: наука, техника, управление. 2013. № 12. С. 7–14. ISSN 0236-1914.
5. Портнова О. Ю. Математическая модель непрерывного обеспечения промышленных предприятий региона подвижным составом // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе: матер. междунар. науч.-практ. конф. / Под общ. ред. М. Ю. Петухова. Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2013. С. 300–315.
6. Портнова О. Ю., Чуев Н. П. Мониторинг рисков и механизмы управления ими при обеспечении промышленных предприятий региона подвижным составом // Транспорт Урала. 2013. № 4 (39). С. 61–71. ISSN 1815-9400.
7. Портнова О. Ю. Риск-менеджмент в сфере обеспечения промышленных предприятий подвижным составом // Наука и техника транспорта. 2014. № 1. С. 21–36. ISSN 2074-9325.
8. Макаров Е. Г. MathCAD14. СПб.: Питер, 2009. 384 с.

References

1. Portnova O. Yu. Matematicheskoe modelirovanie protsessov obespecheniya podvizhnym sostavom promyshlennykh predpriyatiy [Mathematical modeling of rolling stock supply processes at industrial enterprises] // Tez. vseros. molodezh. nauch. konf. / UFIIPS. Ufa; Samara, 2013. P. 10–14.
2. Turanov Kh. T., Chuev N. P., Portnova O. Yu. Matematicheskoe modelirovanie dvizheniya gruzovykh vagonov na podyezdnykh putyakh predpriyatiya [Mathematical modeling of freight cars traffic on enterprise approach lines] // Nauka i tekhnika transporta. 2013. № 1. P. 13–20. ISSN 2074-9325.
3. Portnova O. Yu. Postroenie i issledovanie matematicheskoy modeli obespecheniya vagonami promyshlennykh predpriyatiy [Development and research of mathematical model of car provision to industrial enterprises] // Transport of the Urals. 2013. № 1 (36). P. 60–67. ISSN 1815-9400.
4. Portnova O. Yu., Turanov Kh. T., Chuev N. P. Chislennoe modelirovanie dvizheniya gruzovykh vagonov na podyezdnykh putyakh predpriyatiya v Maple [Numerical modeling of freight cars traffic on enterprise approach lines in Maple] // Transport: nauka, tekhnika, upravlenie. 2013. № 12. P. 7–14. ISSN 0236-1914.
5. Portnova O. Yu. Matematicheskaya model nepreryvnogo obespecheniya promyshlennykh predpriyatiy regiona podvizhnym sostavom [Mathematical model of continuous provision of rolling stock to industrial enterprises of the region] // Modernizatsiya i nauchnye issledovaniya v transportnom komplekse: mater. mezhdunar. nauch.-prakt. konf. / Pod obsch. red. M. Yu. Petukhova. Perm: Izd-vo PNIPIU, 2013. P. 300–315.
6. Portnova O. Yu., Chuev N. P. Monitoring riskov i mekhanizmy upravleniya imi pri obespechenii promyshlennykh predpriyatiy regiona podvizhnym sostavom [Risk monitoring and risk management tools in the provision of rolling stock to industrial enterprises of the region] // Transport of the Urals. 2013. № 4 (39). P. 61–71. ISSN 1815-9400.
7. Portnova O. Yu. Risk-menedzhment v sfere obespecheniya promyshlennykh predpriyatiy podvizhnym sostavom [Risk management in the field of rolling stock supply for industrial enterprises] // Nauka i tekhnika transporta. 2014. № 1. P. 21–36. ISSN 2074-9325.
8. Makarov E. G. MathCAD 14. CPB.: Piter, 2009. 384 p.

УДК 621.43.013.3:665.733:665.7.038

Елена Роменовна Магарил, доктор технических наук, профессор, заведующая кафедрой «Экономика природопользования» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б. Н. Ельцина (УрФУ), Екатеринбург,
Ромен Зеликович Магарил, доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник Тюменского государственного нефтегазового университета (ТюмГНГУ)

СНИЖЕНИЕ ПОТЕРЬ БЕНЗИНА ОТ ИСПАРЕНИЯ ВВЕДЕНИЕМ ПОВЕРХНОСТНО-АКТИВНОЙ ТОПЛИВНОЙ ПРИСАДКИ

Elena Romenovna Magaril, DSc in Engineering, Professor, Head of Department of Environmental Economics, Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin (UrfU), Ekaterinburg,
Romen Zelikovich Magaril, DSc in Engineering, Professor, Chief Researcher, Tyumen State Oil and Gas University (TSOGU)

Reduction of gasoline evaporation losses through introduction of surfactant fuel additive

Аннотация

Цель работы — обоснование метода снижения потерь от испарения путем влияния на качество применяемого бензина.

Предложен подход к оценке токсичности паров бензина, позволяющий сделать вывод о влиянии на нее индивидуальных компонентов бензина. Разработан метод снижения потерь от испарения при одновременном улучшении смесеобразования в двигателе путем введения в бензин присадки, представляющей собой поверхностно-активное вещество. Присадка снижает давление насыщенных паров бензина, в то же время уменьшая поверхностное натяжение капель бензина на границе с воздухом. Приведены результаты исследования по влиянию присадки на давление насыщенных паров, поверхностное натяжение бензина и потери от испарения.

Ключевые слова: потери от испарения, условная мера относительной токсичности, давление насыщенных паров, поверхностно-активное вещество, присадка к бензину.

Summary

The paper aims to support the method to reduce evaporation losses by modifying the quality of the used gasoline.

An approach to evaluation of the toxicity of gasoline vapors has been proposed, which allows conclude that it depends on individual gasoline components. A method has been developed to reduce evaporation losses while improving mixing in the engine by introducing a surfactant fuel additive. The additive reduces vapor pressure of gasoline, while reducing surface tension of gasoline droplets at the interface with air. The results of the study of the effect of the additive on vapor pressure, gasoline surface tension and evaporation losses are provided.

Keywords: evaporation losses, conventional relative toxicity measure, vapor pressure, surfactant, gasoline additive.

Помимо выбросов с отработавшими газами, углеводороды бензина теряются в окружающую среду из баков автомобилей, при заправке, транспортировке и хранении в результате испарения. Потери от производителя бензина до его потребителя составляют 1,5–2%. До 40% выбрасываемых автотранспортом углеводородов испаряется из топливной системы автомобилей с бензиновыми двигателями. В контексте глобальных проблем сокращения запасов топливно-энергетических ресурсов и ухудшения качества окружающей среды [1–3] важной эколого-экономической задачей представляется снижение потерь бензина от испарения.

При современном уровне технологий транспортировки и хранения углеводородов потери нефти и бензинов от испарения из резервуаров и других емкостей полностью не устранимы и являются причиной возникновения не только экономического (прямые убытки собственников автозаправочных станций — АЗС), но и экологического (загрязнение атмосферного воздуха) ущерба. В мегаполисах негативные последствия усугубляются высокой плотностью застройки территории и большой концентрацией автотранспорта, непрерывно возрастающим объемом перевозок [4] и оборачиваемостью резервуаров АЗС.

Потери бензина от испарения приводят к ухудшению его качества, увеличивается удельный расход при эксплуатации автотранспортных средств, так как изменяются физические показатели: повышается плотность, утяжеляется фракционный состав, понижается октановое число.

В структуре потерь от испарения выделяют потери от насыщения газового пространства нового или реконструированного резервуара АЗС паровоздушной смесью; потери, обусловленные вытеснением паровоздушной смеси, насыщенной парами бензина, из резервуара при его заполнении и откачке; потери, вызванные ежесуточными колебаниями температуры,

атмосферного давления и парциального давления паров бензина в газовом пространстве резервуара. Для снижения потерь бензина от испарения используют различные технологические решения, в частности: резервуары специальной конструкции, системы для улавливания легких углеводородов, однако недостатками таких систем часто бывают их сложность, капиталоемкость и взрывоопасность.

В то же время потери бензина от испарения могут быть сокращены путем влияния на свойства применяемых бензинов. Стратегическое решение этой проблемы нефтеперерабатывающей промышленностью требует анализа вклада индивидуальных компонентов в суммарную токсичность паров бензинов. С другой стороны, актуальной задачей представляется обоснование малозатратного и быстрореализуемого способа сокращения потерь бензина от испарения путем модификации его качества.

Токсичность паров бензина определяется их упругостью и токсичностью содержащихся в парах компонентов.

Концентрация вещества в парах, равновесных с жидкостью, для идеальных смесей определяется известным соотношением Рауля — Дальтона:

$$y = \frac{P}{\pi} x,$$

где y — мольная концентрация в парах;

P — давление насыщенных паров компонента при заданной температуре;

π — общее давление;

x — мольная концентрация в жидкости.

Поскольку разные компоненты бензина сильно отличаются по токсичности, токсичность его паров следует измерять с использованием величины предельно допустимой концентрации (ПДК).

Если концентрация данного компонента в парах C_i , то токсичность, им обусловленная, измеряется величиной $C_i/\text{ПДК}_i$, а суммарная токсичность паров бензина равна $\sum C_i/\text{ПДК}_i$.

Пусть в бензине со средней молекулярной массой M_1 содержится $x\%$ мас. компонента молекулярной массой M_2 , и упругость его паров при заданной температуре T равна P , кПа. Тогда концентрация насыщенных паров этого компонента над бензином составит

$$C = \frac{x / M_2}{x / M_2 + (100 - x) / M_1} \cdot \frac{P}{101,3} \cdot \frac{M_2 \cdot 273}{22,4 \cdot T} \cdot 10^6, \text{ мг/м}^3.$$

При $x = 1$ и $M_1 = 100$

$$C = \frac{P}{1 / M_2 + 0,99} \cdot \frac{273}{101,3 \cdot 22,4 \cdot T} \cdot 10^6.$$

При 30°C $C \approx 397 P \text{ мг/м}^3$, или в единицах ПДК $397 \cdot P/\text{ПДК}$.

Для характеристики токсичности паров различных компонентов бензина удобнее использовать величину $P/\text{ПДК}$, которая не зависит от температуры и может служить условной мерой относительной токсичности (УМОТ) [5]. В табл. 1 приведены значения УМОТ, полученные на основе среднесуточных ПДК, установленных в России.

Таблица 1

Величина условной меры относительной токсичности для некоторых компонентов бензина в воздухе населенных пунктов

Вещество	УМОТ	$\frac{\text{УМОТ}}{\text{УМОТ}_{\text{C}_5\text{H}_{12}}}$
$\text{H-C}_5\text{H}_{12}$	3,3	1,0
C_5H_{10} (смесь)	56,5	17,1
$\text{H-C}_6\text{H}_{12-1}$	359,5	108,9
$\text{H-C}_7\text{H}_{14-1}$	15,4	4,7
C_6H_6	159,1	48,2
C_7H_8	8,2	2,5
$\text{C}_6\text{H}_5\text{CH}(\text{CH}_3)_2$	29,0	8,8
$\text{CH}_3\text{OC}(\text{CH}_3)_3$	423,3	128,3

Наиболее токсичен, согласно данным табл. 1, метил-трет-бутиловый эфир. Это обусловлено высокой упругостью его паров и низкой среднесуточной ПДК для воздуха населенных пунктов ($0,1 \text{ мг/м}^3$). Из табл. 1 следует, что наибольшая токсичность паров бензина при одинаковой концентрации связана с МТБЭ, бензолом и гексен-1. ПДК и соответственно УМОТ не учитывают «время жизни» углеводорода в атмосферном воздухе: гексен-1 сравнительно быстро окисляется кислородом воздуха и выводится из атмосферы, бензол практически не вступает в обычных условиях в какие-либо химические реакции, не подвергается действию микроорганизмов, к тому же время его неизменного существования неопределенно.

Необходимо учитывать, что, по-видимому, ПДК МТБЭ для воздуха населенных мест занижена в связи с его резким запахом. Однако растворимость МТБЭ в воде (4,8%) и утечки подтоварной воды из бензиновых резервуаров с последующим попаданием МТБЭ в систему водоснабжения привели к тому, что, например, в США с 2010 г. (а в штате Калифорния — с 2003 г.) запрещено применение бензинов, содержащих МТБЭ.

В табл. 2 представлены рассчитанные значения токсичности паров бинарных смесей с н-гексаном, содержащих 5% мас. второго компонента, при 30°C и $101,3 \text{ кПа}$. Среднесуточная ПДК воздуха населенных пунктов для н-гексана принята равной 15 мг/м^3 .



Таблица 2

Токсичность паров н-гексана и его смесей со вторым компонентом при концентрации второго компонента 5 % мас.

Компонент	Упругость паров, кПа	Содержание компонента в парах, мг/м ³	Токсичность паров	
			в единицах ПДК	относительно гексана
—	25,43	963800	64240	1,00
н-гексен-1	30,96	58450	748610	11,65
н-гептен-1	9,64	18320	343260	5,34
Бензол	15,91	30080	361510	5,63
Толуол	4,89	9300	76730	1,19
Этилбензол	1,57	3010	212710	3,31
Изопропилбензол	0,40	760	116210	1,81

Как видно из табл. 2, при равном массовом содержании наибольшее усиление токсичности паров дают гексен-1 и бензол, ароматические углеводороды C₇₊ повышают токсичность в меньшей степени, чем бензол, который вносит значительно больший вклад в токсичность по сравнению с другими ароматическими углеводородами из-за высокой упругости паров.

Следует отметить, что существующая среднесуточная ПДК воздуха населенных пунктов для бензина (1,5 мг/м³) не учитывает его химического состава. При такой ПДК концентрация бензола в парах бензина не должна превышать 5,7 %. Но поскольку бензол имеет более высокую упругость паров, чем бензин в целом, то для соблюдения ПДК его содержание должно быть намного ниже.

Полученные нами данные показывают, что значительная доля суммарной токсичности паров бензинов в России определяется бензолом [6–9], который в обычных условиях химически очень стабилен и не подвергается биоразложению.

С учетом малого «времени жизни» гексана и МТБЭ и химической стабильности бензола наиболее токсичный компонент бензинов — это бензол. Однако следует иметь в виду и нежелательность содержания в бензине алкенов C₆H₁₂ и МТБЭ.

Повышенные концентрации бензола в бензинах приводят также к усиленному нагарообразованию, негативно влияя на экологические и эксплуатационные характеристики автомобилей [10–14], поэтому необходимо ограничить его содержание, что и предусмотрено требованиями Мировой топливной хартии (не более 1 %) [15]. В связи с этим одна из стратегических задач нефтеперерабатывающей промышленности — наращивание мощностей изомеризации при ограничении риформинга, использующего сырье, кипящее ниже 100 °С [5, 16, 17].

Снижение потерь от испарения при хранении, сливе-наливке, из бака автомобиля в результате различных усовершенствований соответствующего оборудования требует больших капитальных затрат. Стремление сократить такие потери приводит к ограничению давления насыщенных паров: в летнее время при температуре выше +15° — до 45–60 кПа.

Принципиально давление насыщенных паров без изменения состава бензина может быть достигнуто введением в него

присадки, представляющей собой поверхностно-активное вещество. Концентрирование присадки в поверхностном слое снижает в нем содержание углеводородов бензина. Давление насыщенных паров рассчитывается по выражению $P = \sum P_i x_i$, где P_i — давление насыщенных паров данного углеводорода в чистом виде, x_i — мольная доля на поверхности бензина. Наличие в поверхностном слое нелетучей присадки снижает x_i , что, согласно закону Рауля — Дальтона, уменьшает давление насыщенных паров.

Снижение давления насыщенных паров может осложнить запуск холодного двигателя. Однако скорость испарения капля бензина при температуре воздуха ниже, чем температура кипения, пропорциональна $P \cdot S$, где S — поверхность капля бензина. Поверхность капля связана с величиной поверхностного натяжения бензина σ на границе с воздухом соотношением $S \sim 1/\sigma$, которое выведено нами.

Для бензина данной плотности диаметр капля d пропорционален поверхностному натяжению σ , а суммарные поверхности капля S обратно пропорциональны поверхностному натяжению [7–9]. Введение в бензин поверхностно-активных веществ, снижающих его поверхностное натяжение на границе с воздухом, уменьшает диаметр капля, их поверхность увеличивается, и, как установлено нами, скорость испарения возрастает обратно пропорционально квадрату поверхностного натяжения.

Таким образом, введение поверхностно-активных веществ в бензин позволяет уменьшить давление насыщенных паров, что снижает потери от испарения и одновременно улучшает смесеобразование в двигателе.

Нами разработана высокоэффективная присадка к бензину на основе производного синтетических жирных кислот [18, 19], обладающая значительным поверхностно-активным действием.

Зависимость снижения давления насыщенных паров от концентрации присадки оказалась экстремальной — максимальный эффект наблюдается при концентрации присадки 9,25 мг/кг (табл. 3). Это можно объяснить образованием ассоциатов молекул присадки в поверхностном слое при увеличении концентрации выше 9,25 мг/кг, что повышает мольную концентрацию бензина в поверхностном слое.

Таблица 3

Зависимость давления насыщенных паров бензина от концентрации присадки

Концентрация присадки, мг/кг	Давление насыщенных паров, кПа
0	54
4,25	52
9,25	47
18,50	52
27,75	52

В табл. 4 приведены данные по влиянию разработанной присадки на давление насыщенных паров н-гексана и бензинов.

Таблица 4

Влияние присадки на давление насыщенных паров (концентрация присадки 9,25 мг/кг)

Продукт	Давление насыщенных паров, кПа	
	без присадки	с присадкой
н-гексан	29,7	23,5
Бензин, образец 1	51,0	43,0
Бензин, образец 2	72,0	61,0
Бензин, образец 3	98,0	72,0

Влияние присадки на поверхностное натяжение бензина характеризуется данными табл. 5.

Зависимость поверхностного натяжения от концентрации присадки имеет такой же характер, как и зависимость давления насыщенных паров: минимум наблюдается при концентрации присадки 9,25 мг/кг. Снижение поверхностного натяжения увеличивает суммарную поверхность капель впрыскиваемого бензина, соответственно скорость испарения при смесеобразовании в двигателе растет.

Таблица 5

Влияние концентрации присадки в бензине АИ-95 на поверхностное натяжение на границе с воздухом при 20°

Концентрация присадки, мг/кг	Поверхностное натяжение, мН/м
0	25,47
9,25	20,61
18,5	21,89
27,75	22,05

Следует отметить, что уменьшение поверхностного натяжения более существенно в случае малоароматизованного бензина: если по данным табл. 5 снижение поверхностного натяжения составило 8,3%, то для малоароматизованного бензина получено значение 23,6%. Учитывая, что согласно установленной нами зависимости скорость испарения капель топлива при его впрыске обратно пропорциональна квадрату поверхностного натяжения, скорость испарения при впрыске бензина должна увеличиваться при использовании присадки примерно в 1,2 раза для бензина АИ-95 (высокоароматизованного) и в 1,7 раза — для малоароматизованного.

Снижая давление насыщенных паров, присадка очень мало влияет на начало кипения бензина и не влияет на температуру выкипания 10% бензина (табл. 6), т.е. не приводит к ухудшению запуска холодного двигателя.

Помимо прочего снижение давления насыщенных паров в результате введения присадки создает возможность увеличить в бензине концентрацию бутанов — высокооктановых и высокоэкологических компонентов.

Таблица 6

Влияние присадки на температуру начала кипения и выкипания 10% бензина (концентрация присадки 9,25 мг/кг)

Бензин	Начало кипения, °С		Температура выкипания 10% бензина, °С	
	без присадки	с присадкой	без присадки	с присадкой
АИ-92	46	48	66	66
АИ-95	40	41	70	70

Снижению давления насыщенных паров на 15–20% соответствует такое же снижение потерь от испарения (табл. 7). В частности, при концентрации присадки 9,25 мг/кг потери от испарения тяжелого бензина при 30 °С сокращаются на 17,5%, легкого бензина при 20 °С — на 19%, смеси изопентан — н-гексан — на 30%. При увеличении концентрации присадки выше 9,25 мг/кг эффект снижения потерь падает.

Таблица 7

Снижение потерь от испарения по Бударову, % мас.

Бензин	Температура, °С	Потери от испарения, % мас.	
		без присадки	с присадкой
Образец 1*	30	4,0	3,3
Образец 2**	20	4,2	3,4
Образец 3***	20	5,3	3,7

*Давление насыщенных паров 53,3 кПа, начало кипения 58°, 10% выкипает при 64°.

**Давление насыщенных паров 83,7 кПа, начало кипения 41°, 10% выкипает при 52°.

***Смесь изопентан — н-гексан 1:1 (по объему).

Согласно проведенным экспериментам, при хранении бензина в открытых конических колбах в вытяжном шкафу (температура изменялась в пределах 22–26 °С) в течение 5 ч потери бензина с присадкой (9,25 мг/кг) были меньше на 10,2% (соответственно 4,93% мас. с присадкой и 5,49% мас. без присадки), за 28 ч снижение потерь от испарения составило 17,6% (24,43% мас. — бензин без присадки и 20,13% мас. — бензин с присадкой), т.е. оказалось весьма существенным, что при современном объеме потребления бензинов имеет большое экономическое и экологическое значение.

Таким образом, влияние присадки и на давление насыщенных паров, и на поверхностное натяжение дает ценные технические результаты — снижает потери бензина от испарения, улучшая смесеобразование при впрыске бензина в двигатель. Применение присадки позволит значительно повысить эффективность использования производимых бензинов, уменьшить негативные экологические последствия потерь легких углеводородов, улучшить эксплуатационные свойства автомобилей.

Литература

- Магарил Е. Р., Абржина Л. Л., Голубева А. С. Эколого-экономические проблемы и перспективы использования топливно-энергетических ресурсов // Вестник УрФУ. Сер. Экономика и управление. 2013. № 5. С. 114–130.
- Magaril E. R., Abrzhina L. L., Belyaeva M. A. Environmental damage from the combustion of fuels: Challenges and methods of economic assessment // WIT Transactions on Ecology and The Environment. 2014. Vol. 190. VOLUME2. P. 1105–1115.
- Голубева А. С., Магарил Е. Р. Совершенствование механизма экономического стимулирования сокращения выбросов CO₂ автомобилями // Транспорт Урала. 2013. № 3 (38). С. 39–45. ISSN 1815-9400.
- Sharov M., Levashov A., Michailov A. The Irkutsk Transportation Master Plan Solutions for public transport system development // WIT Transactions on Ecology and The Environment. 2014. Vol. 190. VOLUME1. P. 651–660.
- Магарил Е. Р. Экологические свойства моторных топлив : монография. Тюмень : ТюмГНГУ, 2000. 171 с.
- Magaril E. The solution to strategic problems in the oil refining industry as a factor for the sustainable development of automobile transport // WIT Transactions on Ecology and The Environment. 2014. Vol. 190. VOLUME2. P. 821–832.
- Магарил Е. Р. Влияние качества моторных топлив на эксплуатационные и экологические характеристики автомобилей : монография. М. : КДУ, 2008. 164 с.
- Магарил Е. Р., Магарил Р. З. Моторные топлива : учеб. пособие / 2-е изд. М. : КДУ, 2010. 160 с.
- Магарил Е., Магарил Р. Автомобильные топлива: проблемы энергоэффективности и экологической безопасности : монография. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH&Co, 2012. 206 с.
- Magaril E. The influence of carbonization elimination on the environmental safety and efficiency of vehicle operation // International Journal of Sustainable Development and Planning. 2013. 8 (2). P. 231–245.
- Magaril E. Improving the efficiency and environmental safety of gasoline engine operation // WIT Transactions on Built Environment. 2013. Vol. 130. P. 437–485.
- Magaril E. R., Magaril R. Z., Bamburov V. G. Specific features of combustion in gasoline-driven internal combustion engines // Combustion, Explosion and Shock Waves. 2014. 50 (1). P. 75–79.
- Магарил Е. Р., Магарил Р. З., Бамбуров В. Г. Особенности процесса горения в бензиновых двигателях внутреннего сгорания // Физика горения и взрыва. 2014. Т. 50. № 1. С. 85–89.
- Влияние нагарообразования на экологическую безопасность эксплуатации автомобилей с бензиновыми двигателями / Е. Р. Магарил, Р. З. Магарил, А. В. Чендарев и др. // Известия вузов. Нефть и газ. 2011. № 3. С. 85–88.
- Worldwide Fuel Charter, 5th edition. 2013 [Электронный ресурс]. URL: http://www.acea.be/uploads/publications/Worldwide_Fuel_Charter_5ed_2013.pdf (дата обращения: 02.02.2015).
- Магарил Е. Р. Модернизация нефтепереработки как фактор устойчивого развития автотранспорта // Вестник УрФУ. Сер. Экономика и управление. 2011. № 4. С. 32–37.
- Магарил Е. Р., Магарил Р. З. Возможности обеспечения экологической безопасности автотранспорта модернизацией нефтепереработки // Известия вузов. Нефть и газ. 2012. № 2. С. 117–123.
- Magaril E. Improving car environmental and operational characteristics using a multifunctional fuel additive // WIT Transactions on Ecology and the Environment. 2011. Vol. 147. P. 373–384.
- Магарил Е. Р., Магарил Р. З. Повышение экологической безопасности и эффективности эксплуатации автотранспорта применением присадки к топливам // Транспорт Урала. 2014. № 2 (41). С. 84–89. ISSN 1815-9400.

References

- Magaril E. R., Abrzhina L. L., Golubeva A. S. Ekologo-ekonomicheskie problemy i perspektivy ispolzovaniya toplivno-energeticheskikh resursov [Ecological and economic problems and prospects for the use of energy resources] // Vestnik UrFU. Ser. Ekonomika i upravlenie. 2013. № 5. P. 114–130.
- Magaril E. R., Abrzhina L. L., Belyaeva M. A. Environmental damage from the combustion of fuels: Challenges and methods of economic assessment // WIT Transactions on Ecology and The Environment. 2014. Vol. 190. VOLUME2. P. 1105–1115.
- Golubeva A. S., Magaril E. R. Sovershenstvovanie mekhanizma ekonomicheskogo stimulirovaniya sokrascheniya vybrosov CO₂ avtomobilyami [Improving economic incentives to reduce CO₂ emissions from cars] // Transport of the Urals. 2013. № 3 (38). P. 39–45. ISSN 1815-9400.
- Sharov M., Levashov A., Michailov A. The Irkutsk Transportation Master Plan Solutions for public transport system development // WIT Transactions on Ecology and The Environment. 2014. Vol. 190. VOLUME1. P. 651–660.
- Magaril E. R. Ekologicheskie svoystva motornykh topliv : monografiya [Environmental properties of motor fuels : a monograph]. Tyumen : TyumGNGU, 2000. 171 p.
- Magaril E. The solution to strategic problems in the oil refining industry as a factor for the sustainable development of automobile transport // WIT Transactions on Ecology and The Environment. 2014. Vol. 190. VOLUME2. P. 821–832.
- Magaril E. R. Vliyaniye kachestva motornykh topliv na ekspluatatsionnye i ekologicheskie kharakteristiki avtomobiley : monografiya [Influence of the quality of motor fuels on the performance and environmental properties of vehicles : a monograph]. M. : KDU, 2008. 164 p.
- Magaril E. R., Magaril R. Z. Motornye topliva : ucheb. posobie [Motor fuels : a textbook] / 2-e izd. M. : KDU, 2010. 160 p.
- Magaril E., Magaril R. Avtomobilnyye topliva: problemy energoeffektivnosti i ekologicheskoy bezopasnosti : monografiya [Car fuels: issues of energy efficiency and environmental safety : a monograph]. Saarbrücken : LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH&Co, 2012. 206 p.
- Magaril E. The influence of carbonization elimination on the environmental safety and efficiency of vehicle operation // International Journal of Sustainable Development and Planning. 2013. 8 (2). P. 231–245.
- Magaril E. Improving the efficiency and environmental safety of gasoline engine operation // WIT Transactions on Built Environment. 2013. Vol. 130. P. 437–485.
- Magaril E. R., Magaril R. Z., Bamburov V. G. Specific features of combustion in gasoline-driven internal combustion engines // Combustion, Explosion and Shock Waves. 2014. 50 (1). P. 75–79.
- Magaril E. R., Magaril R. Z., Bamburov V. G. Osobennosti protsessa goreniya v benzinovykh dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya [Specifics of the combustion process in gasoline internal combustion engines] // Fizika goreniya i vzryva. 2014. T. 50. № 1. P. 85–89.
- Vliyaniye nagarobrazovaniya na ekologicheskuyu bezopasnost ekspluatatsii avtomobiley s benzinovymi dvigatelyami [Effect of carbon deposition on the environmental safety of operation of vehicles with petrol engines] / E. R. Magaril, R. Z. Magaril, A. V. Chendarev i dr. // Izvestiya vuzov. Neft i gaz. 2011. № 3. P. 85–88.
- Worldwide Fuel Charter, 5th edition. 2013 [Electronic resource]. URL: http://www.acea.be/uploads/publications/Worldwide_Fuel_Charter_5ed_2013.pdf (date accessed: 02.02.2015).
- Magaril E. R. Modernizatsiya neftepererabotki kak faktor ustoychivogo razvitiya avtotransporta [Modernization of refinery as a factor of sustainable development of transport] // Vestnik UrFU. Ser. Ekonomika i upravlenie. 2011. № 4. P. 32–37.
- Magaril E. R., Magaril R. Z. Vozmozhnosti obespecheniya ekologicheskoy bezopasnosti avtotransporta modernizatsiey neftepererabotki [Opportunities of promoting environmental security of vehicles through refinery modernization] // Izvestiya vuzov. Neft i gaz. 2012. № 2. P. 117–123.
- Magaril E. Improving car environmental and operational characteristics using a multifunctional fuel additive // WIT Transactions on Ecology and the Environment. 2011. Vol. 147. P. 373–384.
- Magaril E. R., Magaril R. Z. Povysheniye ekologicheskoy bezopasnosti i effektivnosti ekspluatatsii avtotransporta primeneniem prisadki k toplivam [Improving environmental safety and efficient operation of motor vehicles by using fuel additive] // Transport of the Urals. № 2 (41). P. 84–89. ISSN 1815-9400.

УДК 691.328.43

Дмитрий Германович Неволин, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Проектирование и эксплуатация автомобилей» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Алексей Олегович Клементьев, аспирант кафедры «Мосты и транспортные тоннели» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Дмитрий Николаевич Смердов, кандидат технических наук, заведующий кафедрой «Мосты и транспортные тоннели» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Михаил Николаевич Смердов, старший преподаватель кафедры «Путь и железнодорожное строительство» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ИЗГИБАЕМЫХ БЕТОННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, АРМИРОВАННЫХ ПОЛИМЕРНЫМИ КОМПОЗИЦИОННЫМИ МАТЕРИАЛАМИ

Dmitriy Germanovich Nevolin, DSc in Engineering, Professor, Head of Department of Design and Operation of Automobiles, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Alexey Olegovich Klementyev, graduate student, Department of Bridges and Tunnels, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Dmitriy Nikolayevich Smerdov, PhD in Engineering, Head of Department of Bridges and Tunnels, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Mikhail Nikolayevich Smerdov, Senior Lecturer, Department of Railway Construction and Railway Track, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

A method to analyze performance of bending concrete elements reinforced with polymer composites

Аннотация

В статье представлена методика расчета изгибаемых бетонных элементов, армированных стержневыми полимерными композиционными материалами. Проведен сравнительный анализ результатов расчета несущей способности образцов по предлагаемой методике и данных, полученных экспериментально. Анализ показал, что отклонение между расчетными и экспериментальными значениями для бетонных образцов серии СП1 составляет 6,57 %, серии УП — 7,03 %, серии СП2 — 7,63 %. Это позволяет сделать вывод, что предлагаемая методика достаточно точно отражает работу бетонных элементов, армированных полимерными композиционными материалами, и может быть использована для инженерных расчетов.

Ключевые слова: методика расчета, полимерная композиционная арматура, расчетная схема, несущая способность, изгибаемые железобетонные элементы.

Summary

The paper presents a methodology for analysis of bending concrete elements reinforced by polymer composite rods. A comparative analysis of bearing capacity of the samples calculated using the proposed method and the data obtained experimentally has been carried out. The analysis showed that the deviation between the calculated and experimental values for a concrete samples of SP1 series is 6.57 %, UP series — 7.03 %, SP2 series — 7.63 %. This leads to the conclusion that the proposed method accurately reflects the performance of concrete elements reinforced by polymer composites, and can be used for engineering analysis.

Keywords: analysis method, polymer composite reinforcement, design scheme, bearing capacity, bending concrete elements.

ужесточение требований к обеспечению безопасности движения автомобильного транспорта по искусственным дорожным сооружениям, рост интенсивности движения, повышение подвижной нагрузки на сооружения приводят к необходимости увеличения несущей способности балок пролетных строений и опор мостовых сооружений [1]. Несмотря на то что полимерная стержневая композиционная арматура имеет ряд преимуществ по сравнению с традиционным материалом — металлом [2], в настоящее время ее использование в несущих элементах мостовых сооружений сдерживается из-за отсутствия нормативно-технической базы, методики расчета, экспериментальных исследований. Хотя следует отметить, что действующий СП 35.13330.2011 «Мосты и трубы» [3] не запрещает применение композиционной арматуры в качестве рабочей при выполнении необходимых расчетов.

В УрГУПС проведены экспериментальные исследования, цель которых состояла в изучении прочности и деформативности изгибаемых бетонных элементов, армированных в сжатой и растянутой зоне неметаллическими полимерными композиционными материалами, выполненными на основе стеклопластиковых волокон двух видов (отечественного и зарубежного изготовителя) и углепластиковых волокон одного вида [4].

В соответствии с нормативными документами [3, 5] несущие элементы мостовых сооружений рассчитывают на действие постоянных и временных нагрузок по методу предельных состояний.

Разрушение бетонных элементов, армированных полимерными композиционными материалами, от действия изгибающего момента может происходить либо по нормальному, либо по наклонному сечению. Рассмотрим расчеты по предельным состояниям первой группы.

Расчет нормального сечения на действия изгибающего момента необходимо выполнять исходя из следующих допущений, основанных на результатах экспериментальных исследований [4]:

сжимающие напряжения в полимерной композиционной арматуре ограничиваются сопротивлением сжатию полимерной матрицы σ_{crp} ;

растягивающие напряжения ограничиваются предельным напряжением σ_{cr} .

При расчете прочности сечения, нормального к продольной оси пролетного строения, на действие изгибающего момента нами принято предположение, что предельные напряжения в полимерной композиционной арматуре ограничиваются напряжением σ_{cr} ,

$$\sigma_{cr} = \varepsilon_{cr} E_{cr} \leq R_{cr}, \quad (1)$$

где ε_{cr} — относительная деформация в полимерной композиционной арматуре в момент разрушения бетона в сжатой зоне;

E_{cr} — модуль упругости полимерной композиционной арматуры;

R_{cr} — расчетное сопротивление полимерной композиционной арматуры растяжению.

На рис. 1 представлена схема к определению предельного момента M_{cr} в изгибаемом бетонном элементе в сечении, нормальном к продольной оси элемента, армированного стержневыми полимерными композиционными материалами.

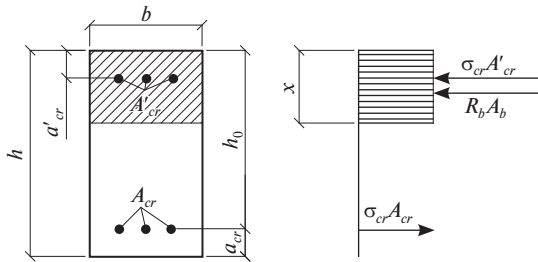


Рис. 1. Схема к определению предельного момента M_{cr}

Предельный момент M_{cr} (см. рис. 1) находят по формуле

$$M_{cr} = R_b x b (h_0 - 0,5x) + \sigma_{cr} A'_{cr} (h_0 - a'_{cr}), \quad (2)$$

где R_b — расчетные сопротивления бетона сжатию;

x — высота сжатой зоны бетона,

$$x = \frac{\sigma_{cr} A_{cr} - \sigma_{cr} A'_{cr}}{R_b b}, \quad (3)$$

A_{cr} , A'_{cr} — площади поперечного сечения растянутой и сжатой полимерной композиционной арматуры;

b — ширина поперечного сечения элемента,
 h_0 — рабочая высота сечения,

$$h_0 = h - a_{cr}, \quad (4)$$

h — высота сечения элемента;

a'_{cr} — расстояние от верхней грани элемента до центра тяжести сжатой полимерной композиционной арматуры;

a_{cr} — расстояние от нижней грани элемента до центра тяжести растянутой полимерной композиционной арматуры.

На рис. 2 представлены формы сжатой зоны бетона в сечениях тавровых элементов, армированных полимерными композиционными материалами.

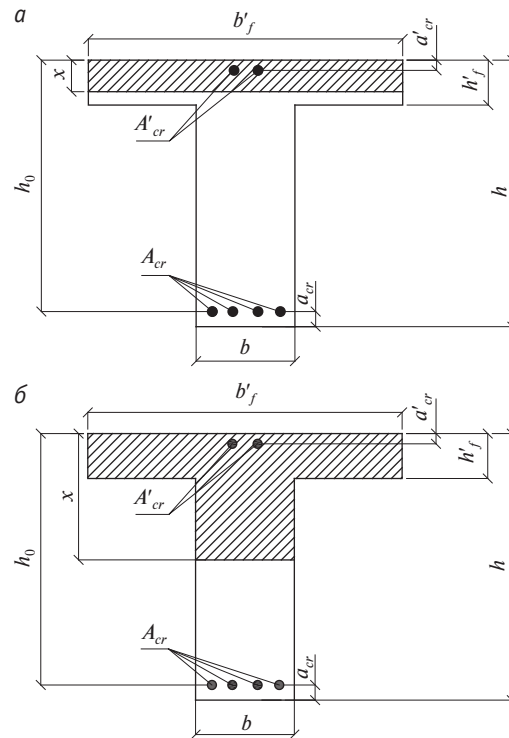


Рис. 2. Расчетное сечение тавровой балки при расположении границы сжатой зоны в плите (а) и в ребре (б)

Несущую способность элементов таврового поперечного сечения по изгибающему моменту при $\xi = x/h_0 \leq \xi_y$ определяют в зависимости от положения границы сжатой зоны бетона по следующим формулам:

если граница сжатой зоны проходит в плите (см. рис. 2а), то

$$M_{cr} = R_b x b'_f (h_0 - 0,5x) + \sigma_{cr} A'_{cr} (h_0 - a'_{cr}), \quad (5)$$

при этом высоту сжатой зоны бетона x рассчитывают как

$$x = \frac{\sigma_{cr} A_{cr} - \sigma_{cr} A'_{cr}}{R_b b'_f}; \quad (6)$$

если граница сжатой зоны бетона проходит в ребре (см. рис. 26), то

$$M_{cr} = R_b b x (h_0 - 0,5x) + R_b (b'_f - b) h'_f (h_0 - 0,5h'_f) + \sigma_{cr} A'_{cr} (h_0 - a'_{cr}), \quad (7)$$

а высота сжатой зоны бетона x

$$x = \frac{\sigma_{cr} A_{cr} - R_b h'_f (b'_f - b) - \sigma_{cr} A'_{cr}}{R_b b}, \quad (8)$$

где h'_f и b'_f — высота и ширина полки соответственно.

Предельная поперечная сила в наклонном сечении определяется как минимальное значение из расчета по сжатому бетону между наклонными трещинами [3] и расчета по прочности наклонного сечения на действия поперечной силы.

На рис. 3а изображена схема усилий в сечении, наклонном к продольной оси элемента, армированного полимерными композиционными материалами, при расчете на действие поперечной силы.

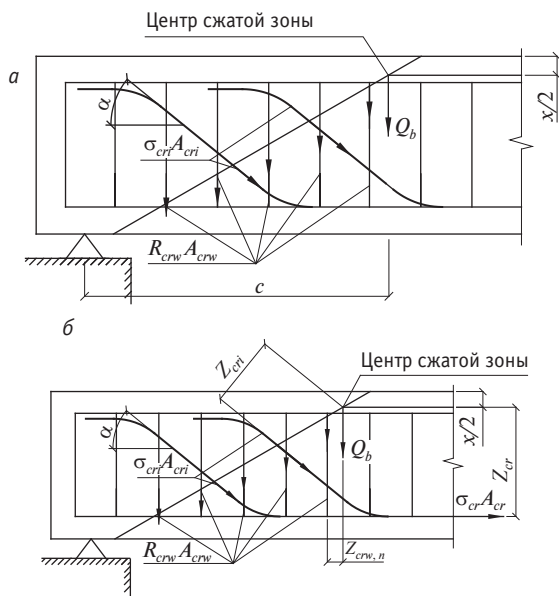


Рис. 3. Схема усилий в сечении, наклонном к продольной оси бетонного элемента:
 а — при расчете на действие поперечной силы;
 б — при расчете на действие изгибающего момента

Несущую способность элементов по прочности наклонного сечения на действие поперечной силы рассчитывают по формуле

$$Q \leq \sum \sigma_{cri} A_{cri} \sin \alpha + \sum R_{crw} A_{crw} + Q_b, \quad (9)$$

где $\sum \sigma_{cri} A_{cri} \sin \alpha$, $\sum R_{crw} A_{crw}$ — суммы проекций усилий всех пересекаемых отгибов и хомутов полимерной композиционной арматуры при длине проекции сечения, не превышающей $2h_0$; σ_{cri} — предельные растягивающие напряжения в полимерной композиционной арматуре.

Поперечное усилие, воспринимаемое бетоном сжатой зоны наклонного сечения, находят из уравнения [3]

$$Q_b = \frac{2R_{bt} b h_0^2}{c} \leq m R_{bt} b h_0, \quad (10)$$

где c — длина проекции наклонного сечения, определяемая расчетом согласно требованиям п. 7.78 СП 35.13330.2011 [3]; m — коэффициент условий работы [3],

$$m = 1,3 + 0,4 \left(\frac{R_{b,sh}}{\tau_q} - 1 \right), \quad (11)$$

где $R_{b,sh}$ — расчетное сопротивление бетона на скалывание при изгибе;

τ_q — наибольшее скалывающее напряжение от нормативной нагрузки.

Поперечное усилие, воспринимаемое горизонтальной арматурой, не учитывается.

Несущую способность элементов по прочности наклонного сечения на действие изгибающего момента (см. рис. 3б) определяют по формуле

$$M \leq \sigma_{cr} A_{cr} z_{cr} + \sum \sigma_{cri} A_{cri} z_{cri} + \sum R_{crw} A_{crw} z_{crw}, \quad (12)$$

где A_{cr} , A_{cri} , A_{crw} — площади полимерной композиционной арматуры, попадающие в сечение;

z_{cr} , z_{cri} , z_{crw} — расстояния от точки приложения равнодействующих усилий в сжатой зоне бетона до усилий в рабочей полимерной композиционной арматуре.

В табл. 1 приведены данные несущей способности бетонных элементов серий СП1, СП2 и УП, армированных полимерными стержневыми композиционными материалами в растянутой и сжатой зоне, полученные экспериментально [4] и при расчетах по первой группе предельных состояний в соответствии с предложенной методикой.

Таблица 1

Экспериментальные и расчетные данные несущей способности бетонных образцов, армированных полимерными композиционными материалами

Серия балок	Номер образца	Несущая способность по данным			Отклонение расчетных данных от экспериментальных, %
		эксперимента		расчета методом предельных состояний	
		P , т	P_{cr} , т	P , т	
УП	1	21,29	21,34	19,84	7,03
	2	21,62			
	3	21,08			
СП1	1	14,30	14,16	13,23	6,57
	2	13,12			
	3	15,06			
СП2	1	12,05	12,05	11,13	7,63
	2	11,73			
	3	12,37			

Как видно из табл. 1, отклонение расчетных и экспериментальных значений для серии СП1 составляет 6,57%, УП — 7,03%, СП2 — 7,63%. Это позволяет сделать вывод, что предлагаемая

методика достаточно точно отражает работу бетонных элементов, армированных полимерными композиционными материалами, и может быть использована для инженерных расчетов.

Литература

1. Смердов Д. Н. Оценка несущей способности железобетонных пролетных строений мостов, усиленных композитными материалами : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск : СГУПС, 2010. 159 с.
2. Клементьев А. О., Смердов М. Н. Опыт применения неметаллической композитной арматуры в железобетонных пролетных строениях мостов // Вестник УрГУПС. 2013. № 4 (20). С. 74–80. ISSN 2079-0392.
3. СП 35.13330.2011. Мосты и трубы. М. : ЦНИИС, 2011. 340 с.
4. Клементьев А. О., Смердов Д. Н., Смердов М. Н. Экспериментальные исследования прочности и деформативности изгибаемых железобетонных элементов, армированных в сжатой и растянутой зоне неметаллической композиционной арматурой // Транспорт Урала. 2014. № 4 (43). С. 50–55. ISSN 1815-9400.
5. ВСН 32-89. Инструкция по определению грузоподъемности балочных пролетных строений эксплуатируемых автодорожных мостов / Минавтодор РСФСР. М., 2000. 60 с.

References

1. Smerdov D. N. Otsenka nesushchey sposobnosti zhelezobetonnykh proletnykh stroeniy mostov, usilennykh kompozitnymi materialami : avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Evaluation of bearing capacity of composite reinforced concrete bridge spans : PhD in Engineering Thesis]. Novosibirsk : SGUPS, 2010. 159 p.
2. Klementev A. O., Smerdov M. N. Opyt primeneniya nemetallicheskoj kompozitnoy armatury v zhelezobetonnykh proletnykh stroeniyakh mostov [Evaluation of load carrying capacity of composite fiber reinforced concrete spans] // Herald of USURT. 2013. № 4 (20). P. 74–80. ISSN 2079-0392.
3. SP 35.13330.2011. Mosty i truby [Bridges and pipes]. M. : TsNIIS, 2011. 340 p.
4. Klementyev A. O., Smerdov D. N., Smerdov M. N. Eksperimentalnye issledovaniya prochnosti i deformativnosti izgibaemykh zhelezobetonnykh elementov, armirovannykh v szhatoy i rastyanutoy zone nemetallicheskoj kompozitsionnoy armaturoy [Experimental studies of the strength and deformability of bending concrete members with nonmetallic composite reinforcement in compression and tension zone] // Transport of the Urals. 2014. № 4 (43). P. 50–55. ISSN 1815-9400.
5. VSN 32-89. Instruktsiya po opredeleniyu gruzopodyemnosti balochnykh proletnykh stroeniy ekspluatiruemykh avtodorozhnykh mostov [Instructions for determining the carrying capacity of beam spans of operated highway bridges] / Minavtodor RSFSR. M., 2000. 60 p.

УДК 691.4

Сергей Анатольевич Мурзич, аспирант Уральского государственного лесотехнического университета (УГЛТУ), Екатеринбург,

Сергей Иванович Булдаков, кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой транспорта и дорожного строительства Уральского государственного лесотехнического университета (УГЛТУ), Екатеринбург,

Константин Валерьевич Сарафанов, аспирант Уральского государственного лесотехнического университета (УГЛТУ), Екатеринбург

ПРИМЕНЕНИЕ ПЕСЧАНО-ЩЕБЕНОЧНОЙ СМЕСИ ПРИ СТРОИТЕЛЬСТВЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ ИЗ УКРЕПЛЕННОГО ГРУНТА

Sergey Anatolyevich Murzich, graduate student, Ural State Forest Engineering University (USFEU), Ekaterinburg,

Sergey Ivanovich Buldakov, PhD in Engineering, Professor, Head of Department of Transport

and Road Construction, Ural State Forest Engineering University (USFEU), Ekaterinburg,

Konstantin Valeryevich Sarafanov, graduate student,

Ural State Forest Engineering University (USFEU), Ekaterinburg

The use of sand-grit mixture in road construction with stabilized soil

Аннотация

В статье рассматривается возможность применения песчано-щебеночной смеси (ПЩС) и битумной эмульсии при возведении оснований автомобильных дорог. В лабораторных условиях произведен подбор оптимального состава цементогрунта. Из подобранной смеси построен опытный участок автомобильной дороги. В качестве ведущей машины при строительстве использован ресайклер BOMAG MPH 122. По окончании строительства проведены измерения модуля упругости основания. Испытания показали, что использование полученной смеси позволяет улучшить физико-механические показатели цементогрунта.

Ключевые слова: цементогрунт, песчано-щебеночная смесь (ПЩС), эмульсия битумная катионная, модуль упругости, дорожная одежда автомобильной дороги.

Summary

The possibility of the use of sand-grit mixture (SGM) and bitumen emulsion in the construction of road bases is analyzed. The optimal composition of soil cement was selected in the laboratory, and experimental road section was constructed using the selected mixture. BOMAG MPH 122 recycler was used as a leading car in the construction. On completion of the construction, elastic modulus of the base was measured. Tests have shown that the use of the resulting mixture can improve physical and mechanical properties of soil cement.

Keywords: soil cement, sand-grit mixture (SGM), cationic bituminous emulsion, elastic modulus, road pavement.

В настоящее время автомобильный транспорт является основным видом доставки грузов: его доля в общем объеме грузоперевозок России составляет 68 %, при этом порядка 25 % автомобилей имеют грузоподъемность более 10 т [1]. Использование большегрузного транспорта оказывает непосредственное влияние на транспортно-эксплуатационное состояние автомобильных дорог. Поскольку большинство дорог проектировались исходя из расчетной нагрузки на ось 100 кН, что не соответствует весовым параметрам современных автотранспортных средств, это приводит к быстрому ухудшению транспортно-эксплуатационного состояния и снижению пропускной способности.

Использование для внутренних и международных перевозок большегрузного транспорта ставит перед специалистами дорожной отрасли задачи, направленные в первую очередь на улучшение прочностных характеристик, на повышение надежности и долговечности автомобильных дорог. Для достижения этих целей необходимо внедрять новые материалы и технологии, учитывать климатические условия на месте производства работ и по возможности использовать в районах, где отсутствуют природные каменные материалы, местные строительные материалы для снижения конечной стоимости дорог.

К числу таких материалов относится грунт, укрепленный портландцементом. В отечественном дорожном строительстве цементогрунт применяется давно и достаточно широко. Для повышения его физико-механических свойств используются разного рода минеральные и органические добавки. Это позволяет снизить расход основного вяжущего, улучшить удобоукладываемость и эксплуатационные качества смеси, увеличить сроки схватывания портландцемента, а значит, готовить смесь в стационарных грунтосмесителях.

Эффект укрепления грунта зависит в первую очередь от его зернового состава. Улучшить состав грунта можно путем добавления песчано-щебеночной смеси (ПЩС), которая в данном случае будет выступать в роли скелета цементогрунта, а грунт — в роли заполнителя. Таким образом, структура цементогрунта начинает напоминать структуру асфальтобетонной смеси, где в качестве скелета выступает щебень, а в качестве заполнителя — песок и минеральный порошок (рис. 1).

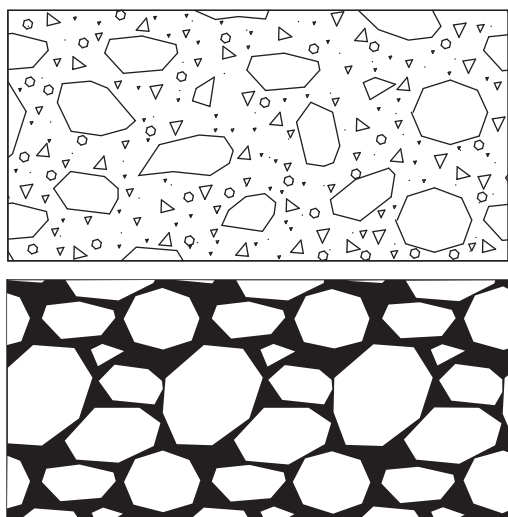


Рис. 1. Структура цементогрунта с добавлением ПЩС (вверху) и структура асфальтобетонной смеси (внизу)

Смесь цементогрунта с ПЩС может применяться в основании дорожной одежды или как верхний слой покрытия на дорогах низших технических категорий с устройством поверхностной обработки. В зависимости от того, в каком слое дорожной одежды используется такая смесь, меняется процентное содержание ПЩС и вяжущего в ее составе.

Недостатком этого материала является то, что он не обладает высокой трещиностойкостью. Улучшить деформативные свойства смеси цементогрунта и ПЩС можно за счет введения нефтяного дорожного битума в виде битумной эмульсии [2]. За рубежом для этих целей широко используются полимеры, например «Ренолит» (Renolith), основой которого являются латекс и целлюлоза [3].

Чтобы определить степень эффективности добавления ПЩС и битумной эмульсии в цементогрунт, нами выполнены лабораторные исследования. Изучены составы смесей на основе грунта: суглинок тяжелый с содержанием портландцемента 4–8% от массы грунта, ПЩС фракции 0–20 мм — 15–35% от массы грунта, эмульсия битумная катионная — 4–8% от массы грунта.

По завершении лабораторных исследований установлено: для данного вида грунта оптимальна по критерию прочности смесь с содержанием 5% портландцемента и 25% ПЩС фракции 0–20 мм;

по критерию морозостойкости оптимальна вышеуказанная смесь с содержанием эмульсии битумной катионной 5%;

коэффициент морозостойкости образцов смеси с 5%-м содержанием битумной эмульсии в возрасте 28 сут после 25 циклов замораживания-оттаивания на 15–20% выше, чем у образцов из цементогрунта.

Для проверки результатов лабораторных исследований построен опытный участок основания дорожной одежды (рис. 2) протяженностью 250 м.

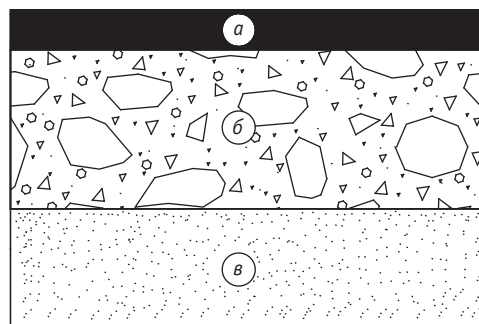


Рис. 2. Конструкция дорожной одежды: а — асфальтобетон мелкозернистый плотный, тип А, марка II, $h = 0,05$ м; б — цементогрунт с добавлением ПЩС и битумной эмульсии, $h = 0,25$ м; в — грунт земляного полотна — суглинок тяжелый

Смесь цементогрунта, ПЩС и битумной эмульсии готовили непосредственно на дороге по следующей технологии: песчано-щебеночную смесь фракции 0–20 мм толщиной 8–10 см завозили на трассу в автосамосвалах; автогрейдером производили планировку и распределение ПЩС на проектную ширину и уплотняли вибрационными катками;

далее цемент распределяли автоцементовозом; ресайклером перемешивали грунт земляного полотна с вновь устроенным слоем из ПЩС и цемента на глубину 0,25 м; при втором проходе ресайклера перемешивали регенерируемый слой с добавлением битумной эмульсии; после регенерации на всю ширину основания выполняли его профилировку автогрейдером до проектных отметок и уплотнение.

Распределение портландцемента по длине захватки и на ширину, соответствующую ширине фрезы ресайклера, осуществляли с помощью прицепного распределителя вяжущих материалов SW 10 TA фирмы Wirtgen (рис. 3), а перемешивание с битумной эмульсией и со смесью грунта и ПЩС — ресайклером BOMAG MPH 122 (рис. 4).



Рис. 3. Прицепной распределитель вяжущего SW 10 TA



Рис. 4. Ресайклер BOMAG MPH 122

Для лабораторного контроля из смеси, полученной путем смешения на дороге, изготовлены образцы цилиндрической формы диаметром 71,4 мм. Как показали испытания, при хранении образцов в нормальных условиях в течение 28 сут средняя прочность при сжатии составляет 4,37 МПа, т.е. 109 % от нормальной прочности цементогрунта М40 согласно ГОСТу 23558–94 [4], а коэффициент морозостойкости после 25 циклов замораживания-оттаивания равен 0,92.

По уложенному слою основания из смеси цементогрунта и ПЩС по истечении 7 сут проводили измерения модуля упругости с помощью рычажного прогибомера короткобазового ПГ-1Ф (рис. 5). Среднее значение модуля упругости опытного участка основания составило 331 МПа.

Таким образом, на основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

использование ПЩС в качестве скелета цементогрунта при устройстве основания дорожной одежды позволяет получать

смесь с марочной прочностью М40 при снижении расхода портландцемента на 1,5 % от общей массы грунта;

применение эмульсии битумной катионной в качестве пластификатора в цементогрунте позволяет получать смесь с маркой морозостойкости F 25;

смесь цементогрунта, ПЩС и эмульсии битумной катионной пригодна к применению в качестве основного слоя основания дорожных одежд капитального и облегченного типов согласно ГОСТу 23558–94 [4];

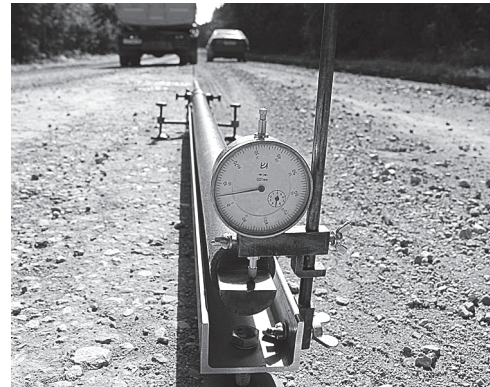


Рис. 5. Прогибомер короткобазовый ПГ-1Ф

в районах, где отсутствуют каменные материалы, такие как щебень, использование полученной смеси позволяет уменьшить общее число слоев дорожной одежды за счет слоя основания, обеспечивающего несущую способность и прочность.

Литература

1. Федеральная служба государственной статистики [Электронный ресурс]. URL: http://www.gks.ru/wps/wcm/connect/rosstat_main/rosstat/ru/statistics/enterprise/transport/# (дата обращения 10.03.2015).
2. Методические рекомендации по устройству тонкослойных асфальтобетонных покрытий на основаниях из укрепленных грунтов (для опытно-производственных работ). М. : Минавтодор РСФСР, 1987. 8 с.
3. Голубева Е. А. О перспективах применения полимерцементогрунтов в дорожном строительстве // Дороги и мосты. 2014. № 32. С. 199–211. ISSN 1815-896X.
4. ГОСТ 23558–94. Смеси щебеночно-гравийно-песчаные и грунты, обработанные неорганическими вяжущими материалами, для дорожного и аэродромного строительства. Технические условия. М. : Стандартинформ, 2005.

References

1. Federalnaya sluzhba gosudarstvennoy statistiki [The Federal State Statistics Service]. [Electronic resource]. URL: http://www.gks.ru/wps/wcm/connect/rosstat_main/rosstat/ru/statistics/enterprise/transport/# (date accessed 10.03.2015).
2. Metodicheskie rekomendatsii po ustroystvu tonkosloynnykh asfaltobetonnnykh pokrytiy na osnovaniyakh iz ukreplennykh gruntov (dlya opytno-proizvodstvennykh robot) [Guidelines on construction of thin layer asphalt concrete pavement on the grounds made of stabilized soils (for experimental works)]. М. : Minavtodor RSFSR, 1987. 8 p.
3. Golubeva E. A. O perspektivakh primeneniya polimertsementogrunтов v dorozhnom stroitelstve [On the prospects of the use of polymer soil cements in road construction] // Dorogi i mosty. 2014. № 32. P. 199–211. ISSN 1815-896X.
4. GOST 23558–94. Smesi schebenochno-graviynno-peschanye i grunty, obrabotannye neorganicheskimy vyazhuschimi materialami, dlya dorozhnogo i aerodromnogo stroitelstva. Tekhnicheskie usloviya [Rubble-gravel-sand mixtures and soils treated with inorganic binders for road and airfield construction. Specifications]. М. : Standartinform, 2005.

УДК 629.4.018

Олег Алексеевич Сидоров, доктор технических наук, профессор кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС), Вячеслав Михайлович Павлов, кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая механика» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС), Александр Николаевич Смердин, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС), Антон Сергеевич Голубков, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС)

ПРИМЕНЕНИЕ АКСЕЛЕРОМЕТРОВ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ТОКОПРИЕМНИКОВ

Oleg Alexeyevich Sidorov, DSc in Engineering, Professor, Department of Railway Power Supply, Omsk State Transport University (OSTU), Vyacheslav Mikhaylovich Pavlov, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Theoretical Mechanics, Omsk State Transport University (OSTU), Alexander Nikolayevich Smerdin, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Railway Power Supply, Omsk State Transport University (OSTU), Anton Sergeevich Golubkov, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Railway Power Supply, Omsk State Transport University (OSTU)

The use of accelerometers in pantograph testing

Аннотация

В статье описаны усовершенствованные методики испытания токоприемников электроподвижного состава, основанные на применении акселерометров. С помощью рассматриваемых методик можно повысить точность и достоверность результатов измерений, снизить трудоемкость проведения испытаний и увеличить информативность регистрируемых показателей.

Применение малогабаритных акселерометров позволяет оборудовать любой тип токоприемника измерительной системой без внесения изменений в его конструкцию и эксплуатационные характеристики, а следовательно, эффективнее и с меньшими трудозатратами проводить испытания в лабораторных условиях и на действующих линиях.

Ключевые слова: токоприемник, акселерометр, контактное нажатие, приведенная масса, частотная характеристика.

Summary

The article describes advanced methods for testing electric rolling stock pantographs, based on the use of accelerometers. The methods allow improving accuracy and reliability of measurements, reducing complexity of testing procedure and increasing informativity of the recorded parameters.

The use of small accelerometers allows to equip any type of pantograph with measurement system without making changes to its design and performance characteristics, and, therefore, carry out tests in laboratory and on existing lines more efficiently and with less efforts.

Keywords: pantograph, accelerometer, contact pressure, reduced mass, frequency response.

Высокоскоростной железнодорожный транспорт — необходимое условие экономического развития страны. Комплексная модернизация объектов инфраструктуры и подвижного состава, осуществленная в рамках подготовки к сочинской Олимпиаде 2014 г., позволяет рассчитывать на повышение скоростей движения до 160–250 км/ч на обширном полигоне общей протяженностью более 5000 км.

Особенности текущей экономической и политической ситуации делают привлекательной стратегию использования максимального количества отечественных комплектующих, узлов и деталей для производства электроподвижного состава. В то же время качество выпускаемой продукции от такой замены не должно снижаться.

В России на скоростном электроподвижном составе традиционно применяются иностранные токоприемники (производства фирм Lekov, Faiveley, Melex, Shunk, Stemmann и др.). Их стоимость, так же как запасных частей и расходных материалов, в последнее время резко возросла, в связи с чем актуальность создания отечественных скоростных токоприемников не вызывает сомнений.

Разработка и вывод на рынок новых конструкций токоприемников сопряжены с необходимостью проведения многочисленных испытаний для определения и подтверждения электрических и механических параметров, регламентируемых государственными стандартами [1]. Для этих целей в странах — лидерах скоростного движения создаются испытательные полигоны [2]. Однако даже при наличии полигона стоимость испытательных поездок остается чрезвычайно высокой: требуется аренда подвижного состава, его техническое обслуживание, привлечение локомотивных бригад и сопутствующих

служб. Поэтому необходимы решения, направленные на сокращение количества испытательных поездок и продолжительности подготовительных работ на полигоне.

В ОмГУПС разрабатываются методики, позволяющие минимизировать подготовку к проведению исследовательских и приемочных испытаний токоприемников за счет применения акселерометров в составе измерительных систем.

Современные акселерометры обладают малыми габаритами и массой, это значит, что их можно устанавливать в различных элементах динамической системы без заметного влияния на параметры, характеристики и показатели исследуемых объектов. Показания акселерометров не зависят ни от свойств материала, из которого изготовлен исследуемый объект, ни от качества его соединения с поверхностью (в отличие от тензорезистивных пленок), поэтому их использование для определения динамических показателей и действующих сил на тела известной массы представляется весьма актуальным.

В лаборатории «Контактные сети и линии электропередачи» ОмГУПС апробированы и внедрены следующие виды испытаний токоприемников:

- оценка скорости подъема и опускания токоприемника на стоянке и в процессе движения подвижного состава;
- регистрация ударов и отскоков токоприемника при касании контактного провода или амортизаторов основания в процессе подъема и опускания;
- измерение приведенной массы системы подвижных рам токоприемника;
- определение частотной характеристики токоприемника;
- оценка перемещений полоза и рамы токоприемника в процессе токосяема;
- определение контактного нажатия токоприемника на контактный провод.

Рассмотрим их более подробно.

Существующая сегодня практика **оценки скорости подъема и опускания токоприемника** по времени, затрачиваемому на этот процесс, не учитывает мгновенную скорость касания контактных проводов или амортизаторов основания токоприемника. В ходе эксплуатации регулярно отмечаются выходы из строя токоприемников по причине возникновения поперечных трещин полозов из-за ударов при подъеме и опускании.

Удар при касании контактного провода токоприемником приводит к отскоку полоза и возникновению электрической дуги, что отрицательно влияет на ресурс и полоза, и контактных проводов.

Так как высотное положение контактных проводов может меняться весьма существенно, необходимо исследовать скорость подъема и опускания токоприемника во всем диапазоне изменения рабочей высоты.

Измерительный комплекс ОмГУПС для определения скоростей подъема и опускания включает в себя два акселерометра, один из которых устанавливается на основании токоприемника, а второй — на верхнем шарнире системы подвижных рам. Вычисление разности показаний акселерометров позволяет учесть действующее ускорение свободного падения и колебания подвижного состава при движении.

Скорость определяется интегрированием показаний акселерометра с момента начала движения токоприемника (рис. 1).

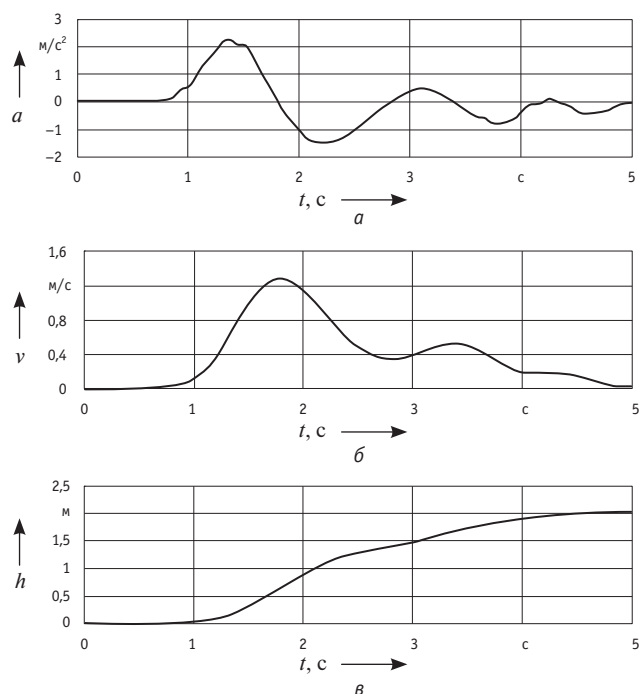


Рис. 1. Графики ускорения (а), скорости (б) и высотного положения (в) токоприемника при подъеме

Время подъема и опускания регистрируется с высокой точностью, превышающей требования стандартов [1] ($\pm 0,5$ с) даже без использования секундомера. Начало и конец движения отчетливо видны на графике скорости.

Измерение приведенной массы системы подвижных рам токоприемника. Условная масса тела, которое движется вертикально со скоростью точки контакта полоза и провода при их безотрывном движении и обладает такой же кинетической энергией, как масса подвижных частей токоприемника, называется приведенной массой токоприемника. Приведенная масса — важный параметр, который во многом определяет динамические характеристики взаимодействия токоприемника с контактной подвеской.

Традиционно для измерения приведенной массы токоприемника используется метод малых свободных колебаний его подвижных частей. При этом исключаются из взаимодействия подъемно-опускающий механизм токоприемника и демпфирующие элементы системы подвижных рам, а также демонтируется либо фиксируется относительно верхнего шарнира полоз с каретками [3]. Верхний узел токоприемника подвешивается на специальной тарированной пружине с возможностью регулирования высоты подвеса. Токоприемник отклоняют на несколько сантиметров от положения статического равновесия и определяют длительность 10 периодов затухающих колебаний.

Приведенную массу m (кг) находят по формуле

$$m = \frac{T^2}{4\pi^2} \mathcal{J}_{\text{пр}}, \quad (1)$$

где T — период свободных колебаний токоприемника, с;
 $ж_{пр}$ — жесткость пружины, Н/м.

Увеличение амплитуды приводит к росту погрешности, поэтому начальное отклонение от положения равновесия должно быть минимально возможным.

Согласно ГОСТу Р 32204–2013 [1], измерение периода выполняется при помощи секундомера, допускается погрешность $\pm 0,1$ с. Такая погрешность приводит к значительной ошибке при оценке результирующей приведенной массы, что недопустимо при исследовании конструктивных особенностей токоприемника. Так, при использовании пружины с рекомендованной жесткостью 1250 Н/м период колебаний токоприемника с приведенной массой 30 кг составит 0,97 с. При измерении периода с точностью $\pm 0,1$ с погрешность вычисления приведенной массы составит ± 6 кг, или 20 %.

Повысить точность измерения приведенной массы можно при увеличении точности регистрации периода колебаний. Например, при измерении времени с точностью $\pm 0,01$ с относительная погрешность измерения приведенной массы составит 2 %. Достичь такой точности измерения периода позволяют только специальные приборы, в частности акселерометр, закрепленный на полозе токоприемника.

Акселерометр играет роль датчика колебаний полоза токоприемника, измерение выполняется при помощи аналого-цифрового преобразователя с частотой не менее 1 кГц. К полученной виброграмме колебаний полоза применяется преобразование Фурье, в результате которого определяется частота колебаний полоза. Данный метод позволяет достичь относительной погрешности измерения приведенной массы до 1 %.

В соответствии с ГОСТом для **определения частотной характеристики токоприемника** используется колебательная установка. Она представляет собой ферму, один конец которой имеет шарнирное соединение с неподвижной стойкой, а второй приводят в колебание амплитудой 40 ± 2 мм с частотами от 0,5 до 1 Гц при помощи кривошипно-шатунного механизма, связанного с электрическим приводом. Отношение длин шатуна и кривошипа должно быть не менее 10. Подъемный механизм токоприемника должен быть включен, полз на рабочей высоте — упираться в подвижный конец фермы. Нарушения контакта (отрывы) регистрируют путем контроля тока в электрической цепи, образованной ползозом токоприемника, контактным проводом колебательной установки и источником тока. Ток в цепи не должен превышать 1 А, его значения следует регистрировать с частотой не менее 100 Гц [1].

Описанный подход к регистрации нарушения контакта имеет ряд существенных недостатков. Так, слаботочные цепи, включающие в себя контактную поверхность полоза, как правило выполненную из медно-графитовых материалов, склонны к нарушениям контакта из-за возрастания электрического переходного сопротивления, а не из-за отрывов, что приводит к ложной регистрации отрывов. Кроме того, метод может не зафиксировать частичный отрыв полоза, когда только одна его грань касается балки, а центр масс полоза фактически движется по закону, отличному от закона движения балки.

Для того чтобы устранить указанные недостатки, в измерительную систему необходимо включить два акселерометра, син-

хронизированных по времени. Аналоговые сигналы акселерометров поступают в дифференциальный усилитель, выходной сигнал которого сравнивается с пороговым значением, означающим отрыв полоза от балки. На вход устройства поступают аналоговые электрические сигналы от акселерометров $Va1$ и $Va2$, уровни которых согласовываются при помощи резисторов $R1$ и $R2$. Дифференциальный усилитель $U1$ рассчитывает разницу между ускорением балки и ускорением полоза и при достижении порогового значения $Vref$ компаратор $U2$ выдает сигнал $Vout$, означающий отрыв полоза (рис. 2).

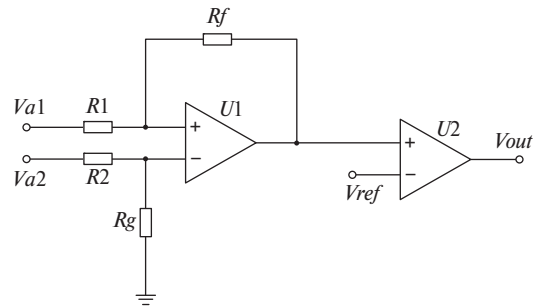


Рис. 2. Схема устройства регистрации отрывов токоприемника от балки на колебательном стенде ОмГУПС

При установке третьего акселерометра на верхний шарнир системы подвижных рам токоприемника появляется возможность регистрировать амплитудно-частотную характеристику системы подвижных рам.

Измерение высотного положения элементов токоприемника. При испытаниях качество токосъема обычно определяют по изменению высотного положения верхнего шарнира системы подвижных рам и центра масс полоза. По этим данным устанавливаются размах колебаний и частота при различных скоростях движения. Известны способы измерения перемещений токоприемника по видеосъемке, при помощи резистивных датчиков, а также ультразвуковых или лазерных дальномеров.

Следует отметить, что традиционные методы не обеспечивают требуемой разрешающей способности и быстродействия в нужном диапазоне изменения рабочей высоты при высоких скоростях движения, а это затрудняет их применение в исследовательских целях и при эксплуатационных испытаниях, а также в системах авторегулирования. В то же время перемещение элементов токоприемника можно определять путем двукратного интегрирования ускорений его узлов. Для этого нужно знать начальные значения высоты, измеренные заранее. В зависимости от постоянной времени исследуемого процесса целесообразно корректировать ошибки интегрирования.

Измерение контактного нажатия. Не всегда существует возможность разместить датчики контактного нажатия в элементах конструкции токоприемника без искажения его эксплуатационных параметров, таких как аэродинамическое и динамическое подобие, прочностные характеристики.

Применение тензорезистивных пленок для измерения нажатия имеет ряд ограничений, важнейшее из которых — нелинейность деформации при приложении внешней нагрузки.

Кроме того, на точность влияет качество подготовки поверхности и наклеивания датчика. Возникают трудности термокомпенсации показаний датчиков из-за изменения температуры элементов токоприемника при токосъеме.

В ОмГУПС разработана методика косвенного измерения напряжения в контакте, которая базируется на определении ускорения тела известной массы под действием суммы внешних сил. На основании известной массы полоза и деформации пружин кареток с известной жесткостью находится сила, действующая на полз со стороны контактного провода [4]. Датчики ускорения крепятся к полозам и к верхнему узлу системы подвижных рам токоприемника (рис. 3).

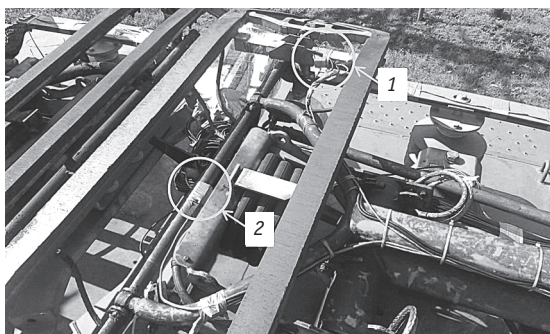


Рис. 3. Токоприемник, оснащенный датчиками ускорения полоза (1) и системы подвижных рам (2)

Деформация упругих элементов кареток выявляется по разнице траекторий верхнего шарнира системы подвижных рам и центра масс полоза (рис. 4).

Зная ускорения полоза и верхнего узла системы подвижных рам, мы можем определить деформацию каретки как разность двойного интеграла этих ускорений. Для учета сил сухого и вязкого трения скорость и направление движения системы подвижных рам и полоза можно найти путем интегрирования соответствующих ускорений.

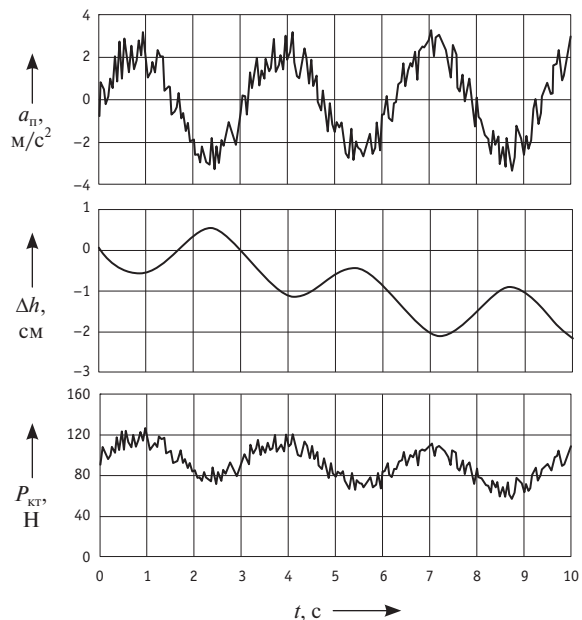


Рис. 4. Ускорение полоза, деформация пружин кареток и контактное нажатие токоприемника

Таким образом, рассмотренные в статье методики позволяют в значительной мере сократить трудоемкость при проведении исследовательских испытаний токоприемников, снизить стоимость и временные затраты, увеличить информативность регистрируемых данных. Инновационный подход дает возможность получать необходимые результаты даже в ходе регулярных поездок скоростного электроподвижного состава.

В ОмГУПС описанные методики прошли всестороннюю апробацию, внедрены при испытаниях системы токосъема на полигоне скоростного движения Октябрьской железной дороги, а также при испытаниях нового электровоза ЭП20 на скоростном полигоне ВНИИЖТ на СКУД.

Литература

1. ГОСТ 32204–2013. Токоприемники железнодорожного электроподвижного состава. Общие технические условия. М. : Стандартинформ, 2013. 24 с.
2. Ефимов А. В., Сай В. М. Транспортный полигон высокоскоростных испытаний — необходимое условие развития железнодорожного транспорта страны // Транспорт Урала. 2010. № 2 (25). С. 3–6. ISSN 1815-9400.
3. Исследование кинематической схемы асимметричного токоприемника с кулисным механизмом и вертикальным пневмоприводом / Т. А. Ецков, П. В. Попов, И. Л. Кострубин и др. // Вестник ВЭЛНИИ. 2013. № 2 (66). С. 66–80. ISSN 1816-1928.
4. Мещеряков В. А., Смердин А. Н., Голубков А. С. Предпосылки получения статистически достоверных данных в ходе имитационного моделирования токосъема // Вестник ВЭЛНИИ. 2013. № 2 (66). С. 104–121. ISSN 1816-1928.

References

1. GOST 32204–2013. Tokopriemniki zheleznodorozhnogo elektropodvizhnogo sostava. Obschie tekhnicheskie usloviya [Electric rolling stock pantographs. General specifications]. M. : Standartinform, 2013. 24 p.
2. Efimov A. V., Say V. M. Transportnyy poligon vysokoskorostnykh ispytaniy — neobkhodimoe uslovie razvitiya zheleznodorozhnogo transporta strany [High-speed testing ground as a necessary condition for the development of the country's rail transport industry] // Transport of the Urals. 2010. № 2 (25). P. 3–6. ISSN 1815-9400.
3. Issledovanie kinematicheskoy skhemy asimmetrichnogo tokopriemnika s kulisnym mekhanizmom i vertikalnym pnevmopriivodom [Study of kinematic diagram of asymmetric pantograph with rocker and pneumatic actuator] / T. A. Etskov, P. V. Popov, I. L. Kostrubin i dr. // Vestnik VELNII. 2013. № 2 (66). P. 66–80. ISSN 1816-1928.
4. Meshcheryakov V. A., Smerdin A. N., Golubkov A. S. Predposylki polucheniya statisticheski dostovernykh dannykh v khode imitatsionnogo modelirovaniya tokosyema [Prerequisites for obtaining statistically valid data in simulation of current collection] // Vestnik VELNII. 2013. № 2 (66). P. 104–121. ISSN 1816-1928.

УДК 621.314.214.3

Александр Васильевич Ефимов, кандидат технических наук, профессор кафедры «Электроснабжение транспорта» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,
Василий Титович Черемисин, доктор технических наук, профессор, директор Научно-исследовательского института энергосбережения на железнодорожном транспорте (НИИЭ ОмГУПС), заведующий кафедрой «Подвижной состав электрических железных дорог» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС),
Евгений Александрович Третьяков, кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав электрических железных дорог», руководитель учебно-методического центра по энергосбережению и повышению энергетической эффективности ИПКП Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС),
Павел Геннадьевич Петров, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрические машины и общая электротехника» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС)

УПРАВЛЕНИЕ ПОТЕРЯМИ МОЩНОСТИ В ТРАНСФОРМАТОРЕ

Alexander Vasilyevich Efimov, PhD in Engineering, Professor, Department of Transport Power Supply, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,
Vasily Titovich Cheremisin, DSc in Engineering, Professor, Director of the Research Institute for Energy Saving in Rail Transport, Head of Department of Electric Rolling Stock, Omsk State Transport University (OSTU),
Evgeny Alexandrovich Tretyakov, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Electric Rolling Stock, Head of Training Center for Energy Saving and Energy Efficiency IPKP, Omsk State Transport University (OSTU),
Pavel Gennadyevich Petrov, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Electrical Machines and General Electrical Machinery, Omsk State Transport University (OSTU)

Controlling power losses in transformers

Аннотация

Предложено снижать потери холостого хода силовых трансформаторов в условиях малых нагрузок за счет изменения схемы соединения катушек первичной и вторичной обмоток при постоянном коэффициенте трансформации. В этом случае обмотки должны иметь ответвления, соответствующие четному количеству катушек на стороне высокого и низкого напряжений, причем сечение обмоток и располагаемая мощность трансформатора обратно пропорциональны числу катушек.

Чтобы количественно оценить снижение потерь холостого хода предлагаемым способом, проведен натурный эксперимент на примере однофазного трансформатора и выполнено имитационное моделирование трехфазного трансформатора.

Ключевые слова: силовой трансформатор, снижение потерь, эксперимент, имитационное моделирование, расщепление обмоток.

Summary

It is proposed to reduce the no-load losses of power transformers at light loads by changing the wiring scheme of primary and secondary winding coils, subject to constant transformation ratio. In this case, transformer windings shall have branches corresponding to the even number of coils on HV and LV side, while the section of windings and available transformer capacity are inversely proportional to the number of coils.

To quantify the reduction of no-load losses of power transformers using the present method, natural experiment was used on the example of a single-phase transformer and simulation of three-phase transformer.

Keywords: power transformer, reduction of losses, experiment, simulation, winding partitioning.

Втяговых и распределительных электрических сетях повышение экономичности и эффективности передачи электроэнергии достигается в первую очередь за счет снижения ее потерь. Значительную долю в структуре технических потерь распределительных сетей (до 70 % при малой нагрузке) составляют потери холостого хода трансформаторов на уровне напряжения 6–10 кВ.

В распределительных сетях железных дорог, как правило, применяются масляные трансформаторы мощностью от 100 до 1000 кВ·А. Объем свободной трансформаторной мощности для технологического присоединения потребителей в границах Западно-Сибирской железной дороги на 15.09.14 составил 1155 МВ·А из 1867 МВ·А установленной мощности, количество тяговых подстанций — 189, трансформаторных — 1442, комплектных трансформаторных — 2283. При этом в 2014 г. потери холостого хода в силовых трансформаторах напряжением 6–10 кВ достигли 6,59 млн кВт·ч.

Сегодня проблема снижения потерь холостого хода решается в основном отключением на подстанции одного из двух параллельно работающих трансформаторов при малых нагрузках (при возможности) либо использованием трансформаторов с меньшей установленной мощностью, соответствующей нагрузке, или с более высоким классом энергоэффективности [1]. Потери холостого хода зависят также от уровня напряжения на первичной обмотке трансформатора, однако средства регулирования не позволяют осуществлять «управление потерями».

Согласно европейскому стандарту [2], различают следующие классы энергопотребления трансформаторов: *A, B, C, D, E*. Наилучшие показатели энергоэффективности имеют трансформаторы класса *A*. Современные отечественные трансформаторы в основном относятся к классам *D* и *E* [2]. Для сравнения: трансформатор с номинальными напряжениями 10/0,4 кВ типа ТМГ мощностью 400 кВ·А (ОАО «Свердловский завод трансформаторов тока») имеет мощность потерь холостого хода 900 Вт, короткого замыкания — 4900 Вт, а трансформатор Shingle типа АоАк (компания ABS MINEL-TRAFO, Сербия) — соответственно 370 и 3000 Вт.

Существенно повысить энергетическую эффективность трансформаторов позволяет применение магнитопроводов из аморфных сплавов и обмоток из фольги или высокотемпературных сверхпроводниковых материалов [3].

Очевидно, что достижение экономического эффекта за счет рассмотренных мер по снижению потерь в силовых трансформаторах может быть обеспечено на загруженных участках распределительной сети.

Задача оптимизации параметров режима по минимуму потерь мощности в электрической сети обычно решается применительно к нагрузочным потерям электроэнергии или мощности [4, 5]. Управление условно-постоянными потерями в электрических сетях не осуществляется. При малых нагрузках особенно остро встает вопрос снижения потерь холостого хода силовых трансформаторов.

Для слабозагруженных сетей, а также в условиях сезонно меняющихся нагрузок предлагается сокращать потери холостого хода за счет изменения схемы соединения катушек первичной и вторичной обмоток при условии неизменного коэффициента трансформации. В этом случае обмотки должны иметь ответвления, соответствующие четному количеству катушек на стороне высокого и низкого напряжений, а сечение обмоток должно быть обратно пропорционально числу катушек.

Похожий трансформатор с изменяемой располагаемой мощностью в зависимости от нагрузки предложен в работе [6]. Недостаток данного трансформатора — невозможность снизить магнитные потери (в стали) при регулировании мощности, что обусловлено неизменностью магнитного потока в магнитопроводе из-за параллельного включения катушек первичной обмотки.

Цель настоящего исследования состоит в количественной оценке снижения потерь силовых трансформаторов, достигаемого с помощью изменения схемы соединения катушек первичной и вторичной обмоток, при условии неизменного коэффициента трансформации.

На рис. 1 представлена схема однофазного трансформатора с катушками на стороне низкого и высокого напряжений и с системой управления. Подобным образом реализуется трехфазный трансформатор с различным количеством катушек (слоев) обмотки, имеющих свои выводы (ответвления). При нагрузке трансформатора, близкой к номинальной, первичные и вторичные катушки (слои) обмоток *1* соединены параллельно, что обеспечивает номинальные параметры трансформатора, в том числе расчетный магнитный поток. При уменьшении мощности нагрузки возможно снижение мощности трансфор-

матора переключением одновременно схемы включения катушек на стороне низкого и высокого напряжений с параллельной на последовательную (синфазно) или последовательно-параллельную (при количестве катушек более четырех). При этом сечение обмоток обратно пропорционально числу катушек, т.е. масса активных материалов цельной и секционированной обмоток (без учета выводов) одинакова.

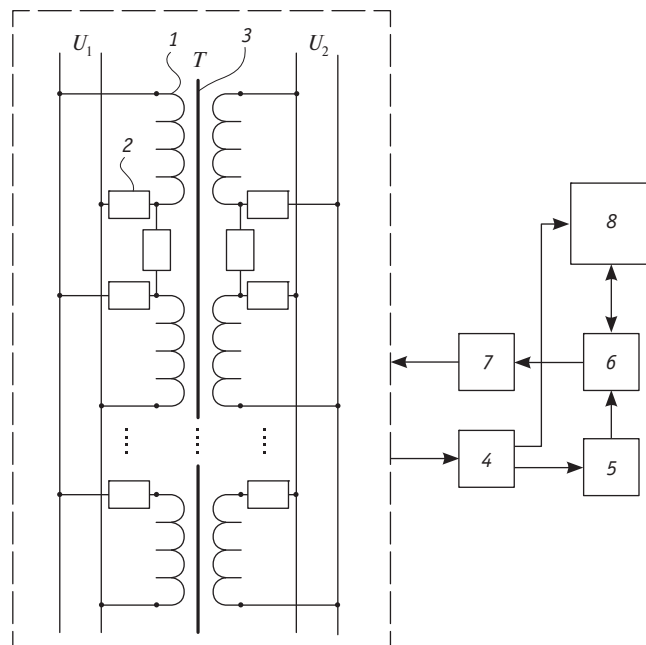


Рис. 1. Схема трансформатора:

- 1 — катушка (слой) обмотки трансформатора;
- 2 — коммутационные аппараты; 3 — магнитопровод;
- 4 — измерительный модуль; 5 — модуль оценки состояния;
- 6 — модуль координации; 7 — модуль выработки управляющих воздействий; 8 — система управления верхнего уровня (сети)

Как известно [7], индукция в магнитопроводе трансформатора определяется по выражению, Тл,

$$B = \frac{U_B}{4,44 \cdot f \cdot \Pi_c}, \quad (1)$$

где U_B — напряжение витка, В,

$$U_B = \frac{U_\Phi}{w}, \quad (2)$$

- U_Φ — напряжение обмотки, В;
- w — число витков, приходящихся на напряжение обмотки;
- f — частота питающего напряжения, Гц;
- Π_c — активное сечение стержня, м².

Потери мощности холостого хода в основном состоят из магнитных потерь (на гистерезис и вихревые токи) и электрических потерь в первичной обмотке от тока холостого хода [7]. При этом магнитные потери $P_{\text{маг}}$ пропорциональны индукции B и частоте f по соотношению

$$P_{\text{маг}} \sim B^n \sim f^{1,3}, \quad (3)$$

где $n = 1,7-2,8$ в зависимости от типа стали магнитопровода.

Таким образом, переключение катушек первичной и вторичной обмоток с параллельной на последовательную схему при малых нагрузках (рис. 2) уменьшит напряжение, приходящееся на один виток первичной обмотки, и, как следствие, снизит индукцию и магнитный поток в два, а потери холостого хода — примерно в четыре раза. Номинальная (для новой схемы) мощность снизится в два раза. Это приведет к увеличению электрических потерь относительно параметров исходной схемы в момент переключения в четыре раза. Следовательно, переключение схемы должно происходить при коэффициенте загрузки трансформатора меньше 0,5 в момент, когда электрические потери будут равны потерям холостого хода.

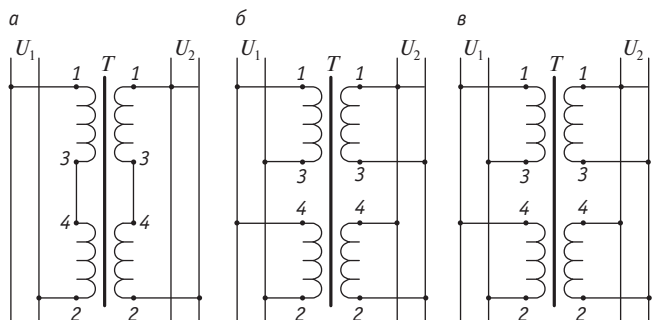


Рис. 2. Схема соединения обмоток трансформатора

Необходимо отметить, что для предотвращения возникновения уравнивающих токов напряжение на ответвлениях вторичных обмоток не должно отличаться более чем на 3% [8].

Расширить функциональные возможности трансформатора позволяет автоматическое управление изменением схем секционирования обмоток. Для этого данные с измерительных преобразователей (токи, напряжения, мощности) и датчиков положения коммутационных аппаратов непрерывно передаются в измерительный модуль 4 (см. рис. 1). Полученный массив данных поступает в модуль оценки состояния 5, где анализируется их соответствие установленным требованиям номинального режима регулируемого трансформатора. На основании полученных данных и логики реализации технологических функций управления (например, минимум потерь в трансформаторе) формируются управляющие воздействия, которые координируются в модуле б с системой управления верхнего уровня (сети) 8. В модуле реализации управляющих воздействий 7 формируется скоординированный сигнал на управление коммутационными аппаратами 2.

Для решения поставленных задач нами использовались методы натурального эксперимента и имитационного моделирования.

Программа экспериментальных исследований выполнялась с учетом положений ГОСТа 3484.1–88 [9] и включала измерение потерь холостого хода, определение параметров Т-образной схемы замещения и прочих характеристик однофазного трансформатора СОБС-2А при различном соединении обмоток (см. рис. 2) [7]. Измерения проводились для режима

холостого хода, короткого замыкания, режима с активно-индуктивной нагрузкой трансформатора.

Сигнальный однофазный броневого сухой (СОБС) трансформатор предназначен для питания светофоров и имеет следующие технические характеристики: мощность — 135 В·А, номинальное напряжение первичной обмотки — 220 В, номинальный ток первичной обмотки — 0,7 А, номинальный ток вторичной обмотки — 3,86 А, номинальное напряжение вторичных обмоток — 28 В.

Результаты экспериментальных исследований представлены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Результаты измерений и расчетов в режиме холостого хода

Схема по рис. 2	U_1 , В	I_{10} , А	P_{10} , Вт	Q_{10} , вар	U_{20} , В	r_0 , Ом	x_0 , Ом	z_0 , Ом	$\cos\phi_0$
а	220	0,04	3,2	6,7	29,5	2000	5123	5500	0,36
б	220	0,28	12	53	29,5	153	771	786	0,19
в	220	0,28	13	54	29,5	166	768	786	0,21

Таблица 2

Результаты измерений и расчетов в режиме короткого замыкания

Схема по рис. 2	$U_{1к}$, В	$I_{1к}$, А	$P_{1к}$, Вт	$I_{2к}$, А	r_k , Ом	x_k , Ом	z_k , Ом	$\cos\phi_k$
а	7,3	0,19	1,3	0,95	36,01	13,39	38,42	0,95
б	13,8	0,71	5,1	3,82	10,12	16,60	19,44	0,52
в	14,0	0,73	5,8	3,87	10,88	15,79	19,18	0,57

На основе полученных параметров схемы замещения однофазного трансформатора СОБС-2А выполнено имитационное моделирование в системе Matlab/Simulink с учетом потерь на гистерезис, вихревые токи и насыщение сердечника (рис. 3). Принципиальные допущения, принятые при моделировании: ступенчатое задание кривой насыщения магнитопровода трансформатора, задание характеристик трансформатора (r_0, x_0, r_k, x_k) на основе Т-образной схемы замещения [8]. Достоверность результатов подтверждается проведением эксперимента по ГОСТу 3484.1–88 [9] и совпадением данных эксперимента и имитационного моделирования с точностью около 5–10%.

Анализ результатов позволяет сделать следующие выводы: снижение потерь холостого хода P_{10} в схеме рис. 2а относительно схемы рис. 2б — примерно в четыре раза, что соответствует соотношению (3);

незначительное увеличение потерь холостого хода в схеме рис. 2в по сравнению со схемой рис. 2б обусловлено ростом электрических потерь в первичной обмотке от тока холостого хода, поэтому использование данной схемы нецелесообразно; снижение потерь короткого замыкания $P_{1к}$ в схеме рис. 2а относительно схем рис. 2б, в связано с уменьшением тока (располагаемой мощности) обмоток и увеличением их сопротивления.

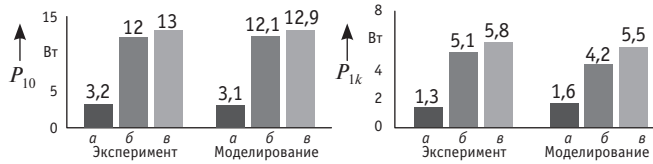


Рис. 3. Результаты эксперимента и имитационного моделирования трансформатора С0БС-2А

За счет предлагаемого изменения схемы соединения катушек первичной и вторичной обмоток при условии неизменного коэффициента трансформации (см. рис. 2а, б) снижаются потери холостого хода, но эквивалентное сопротивление обмоток увеличивается в четыре раза, следовательно, возрастают потери короткого замыкания (в меди). Таким образом, суммарные потери в рассматриваемом трансформаторе при определенной его нагрузке могут не только снизиться из-за потерь холостого хода, но и вырасти за счет увеличения электрических потерь в обмотках.

Для оценки снижения потерь трехфазного силового трансформатора ТМ 400 напряжением 10/0,4 кВ при изменении схем соединения его обмоток по предлагаемому способу (см. рис. 2а, б) выполнено имитационное моделирование в системе Matlab/Simulink, результаты которого представлены на рис. 4.

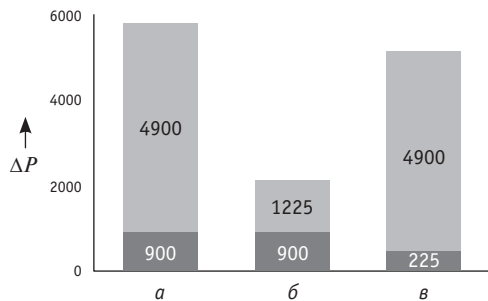


Рис. 4. Потери мощности в силовых трансформаторах:

а — при номинальной нагрузке; б — при коэффициенте нагрузки 0,5; в — при последовательном соединении (по схеме рис. 2а) расщепленных на две катушки обмоток и коэффициенте нагрузки 0,5; ■ — потери холостого хода; ■ — потери короткого замыкания

Чтобы определить, при какой нагрузке силового трансформатора ТМ 400 с последовательным включением двух ($a = 2$), трех ($a = 3$) и четырех ($a = 4$) расщепленных катушек обмоток суммарные потери будут ниже, чем при параллельном включении ($a = 1$), также выполнено имитационное моделирование (рис. 5).

Коэффициент нагрузки трансформатора, в пределах которого достигается снижение потерь за счет изменения схемы соединения обмоток, рассчитывается по выражению

$$\kappa_{н.макс} = \frac{1}{a} \sqrt{\frac{P_0}{P_k}}, \quad (4)$$

где a — количество последовательно соединенных катушек обмоток.

Выражение (4) получено исходя из равенства суммарных потерь трансформатора с параллельным и последовательным соединением катушек обмоток.

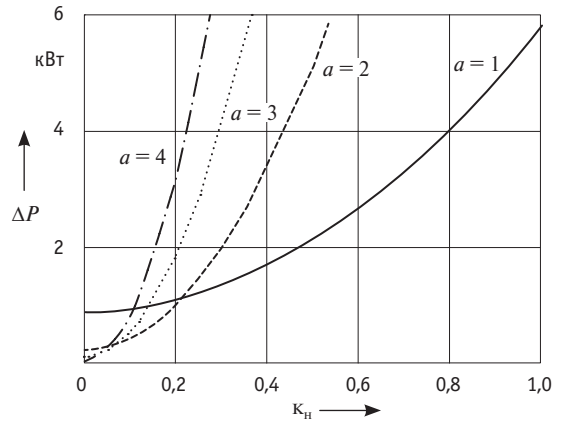


Рис. 5. Изменение потерь мощности в силовых трансформаторах

Анализ соотношения потерь холостого хода и короткого замыкания [см. рис. 4, 5 и формулу (4)] свидетельствует, что снижение потерь в трансформаторе ТМ 400 ($a = 1$), а значит, эффективность регулирования обеспечивается при коэффициенте нагрузки, не превышающем:

- 0,214 — по схеме с последовательным соединением обмоток, расщепленных на две катушки ($a = 2$);
- 0,143 — по схеме с последовательным соединением обмоток, расщепленных на три катушки ($a = 3$);
- 0,107 — по схеме с последовательным соединением обмоток, расщепленных на четыре катушки ($a = 4$).

Очевидно, что при $a = 4$ количество комбинаций включения катушек обмоток трансформатора увеличивается, в частности, возможно последовательно-параллельное включение.

Из выражения (4) также следует, что максимально возможная глубина регулирования потерь мощности в трансформаторе соответствует равенству потерь холостого хода и короткого замыкания при коэффициенте нагрузки 0,5. То есть с увеличением потерь холостого хода глубина регулирования потерь мощности возрастает.

Для автоматического управления потерями в трансформаторе (см. рис. 1) получена формула снижения суммарных потерь за счет изменения схемы соединения катушек первичной и вторичной обмоток при изменении нагрузки:

$$\Delta P(\kappa_n) = (a^2 - 1) \left[\frac{P_0}{a^2} - \kappa_n^2 P_k \right]. \quad (5)$$

Из формулы (5) и рис. 5 видно, что экономия потерь мощности возникает только при коэффициенте нагрузки меньше 0,2.

Очевидно, что рассматриваемый трансформатор будет иметь более высокую стоимость в связи с изменением конструкции обмоток и их изоляции, при этом его массогабаритные показатели увеличатся незначительно, в основном за счет продольной изоляции обмоток. Масса активных материалов, т.е. обмоток

и магнитопровода, останется прежней. Возможно изменение соотношения между шириной и высотой магнитопровода из-за увеличения продольной изоляции обмоток [7].

Более детальная оценка характеристик рассматриваемого трансформатора может быть выполнена по результатам проектирования.

С практической точки зрения трансформатор с изменением схем соединения обмоток по предлагаемому способу может найти применение в распределительных сетях напряжением 35, 10(6)/0,4 кВ, в которых значительную часть времени нагрузка будет меньше 20 % (дачные и коттеджные поселки, сезонные нагрузки промышленных предприятий). Кроме того, как показывают полученные данные, схема с четырьмя обмотками дает эффект лишь при загрузке трансформатора меньше 2,5 %. Поэтому рационально применять только две обмотки. В целом использование предлагаемого секционирования обмоток трансформатора позволит повысить экономичность его работы за счет снижения потерь при малых нагрузках. Также ввод в работу трансформатора вначале с последова-

тельным, а затем с параллельным включением обмоток существенно ограничит ток короткого замыкания (бросок тока намагничивания).

Аналогично может рассматриваться последовательно-параллельное включение трансформаторов на двухтрансформаторных подстанциях для управления потерями в зависимости от нагрузки, что является целью дальнейших исследований авторов.

Автоматическое управление изменением схем секционирования обмоток позволит расширить функциональные возможности АСУ ТП подстанций по снижению потерь электроэнергии. Основные компоненты такой АСУ ТП при изменении графиков нагрузок в режиме реального времени подробно рассмотрены в работе [5].

Формулы (4) и (5) могут быть использованы при проектировании рассматриваемых трансформаторов с расщепленными обмотками, а также при технико-экономическом обосновании управления потерями мощности в трансформаторах по реальным графикам нагрузки.

Литература

1. Савинцев Ю. М. Плановое развитие рынка силовых трансформаторов : утопия или необходимость? // Электротехнический рынок. 2011. № 1–2 (37–38). С. 39–42. ISSN 2223-053X.
2. EN50464-1:2007. Three-phase oil-immersed distribution 50 Hz, from 50 kVA to 2500 kVA with highest voltage for equipment not exceeding 36kV. General requirements.
3. Лутидзе Ш. И., Джафаров Э. А. Сверхпроводящие трансформаторы. М. : Научтехлитиздат, 2002. 320 с.
4. Электрические системы. Т. 2. Электрические сети : учеб. пособие для электроэнергет. вузов / Под ред. В. А. Веникова. М. : Высшая школа, 1971. 440 с.
5. Третьяков Е. А. Управление качеством электрической энергии в распределительных сетях железных дорог : монография. Омск : ОмГУПС, 2013. 196 с.
6. Регулируемый трансформатор / В. А. Соломин, Ю. И. Жарков, А. В. Костюков : пат. 2364972 Рос. Федерация. № 2007147198/09 ; заявл. 18.12.07 ; опубл. 20.08.09, Бюл. № 23.
7. Тихомиров П. М. Расчет трансформаторов : учеб. пособие для вузов. М. : Энергоатомиздат, 1986. 528 с.
8. Вольдек А. И. Электрические машины : учеб. для студ. высш. техн. заведений. Л. : Энергия, 1978. 832 с.
9. ГОСТ 3484.1–88. Трансформаторы силовые. Методы электромагнитных испытаний. М. : Изд-во стандартов, 1989.

References

1. Savintsev Yu. M. Planovoe razvitie rynka silovykh transformatorov: utopiya ili neobkhodimost? [Planned development of power transformer market: utopia or necessity?] // Elektrotekhnicheskii rynek. 2011. № 1–2 (37–38). P. 39–42. ISSN 2223-053X.
2. EN 50464-1:2007. Three-phase oil-immersed distribution 50 Hz, from 50 kVA to 2500 kVA with highest voltage for equipment not exceeding 36kV. General requirements.
3. Lutidze Sh. I., Dzhaфарov E. A. Sverkhprovodyaschie transformatory [Superconducting transformers]. M. : Nauchtekhlitizdat, 2002. 320 p.
4. Elektricheskie sistemy. T. 2. Elektricheskie seti : ucheb. posobie dlya elektroenerget. vuzov [Electrical networks : a textbook for electrical engineering universities] / Pod red. V. A. Venikova. M. : Vysshaya shkola, 1971. 440 p.
5. Tret'yakov E. A. Upravlenie kachestvom elektricheskoy energii v raspredelitelnykh setyakh zheleznykh dorog : monografiya [Electricity quality management in distribution networks of railways : a monograph]. Omsk : OmGUPS, 2013. 196 p.
6. Reguliruemyy transformator [Adjustable transformer] / V. A. Solomin, Yu. I. Zharkov, A. V. Kostyukov : pat. 2364972 Russian Federation. № 2007147198/09 ; appl. 18.12.07 ; publ. 20.08.09, Bulletin № 23.
7. Tikhomirov P. M. Raschet transformatorov : ucheb. posobie dlya vuzov [Analysis of transformers : a textbook for universities]. M. : Energoatomizdat, 1986. 528 p.
8. Voldek A. I. Elektricheskie mashiny : ucheb. dlya stud. vyssh. tekhn. zavedeniy [Electrical machinery : a textbook for technical universities]. L. : Energiya, 1978. 832 p.
9. GOST 3484.1–88. Transformatory silovye. Metody elektromagnitnykh ispytaniy [Power transformers. Electromagnetic testing methods]. M. : Izd-vo standartov, 1989.

УДК 656.222.4

Михаил Иванович Залуцкий, аспирант кафедры «Управление эксплуатационной работой и безопасностью на транспорте» Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТИРУЮЩЕЙ ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ СТАНЦИИ ПРИМЫКАНИЯ И ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ НЕОБЩЕГО ПОЛЬЗОВАНИЯ С УЧЕТОМ СТРУКТУРЫ И ХАРАКТЕРИСТИК ВАГОНПОТОКОВ

Mikhail Ivanivich Zalutsky, graduate student, Department of Transport Operation and Safety Management, Moscow State University of Railway Engineering (MIIT)

Determining the resulting handling capacity of a connecting station and non-public railway track with account to the structure and characteristics of car traffic

Аннотация

Статья посвящена улучшению использования перерабатывающей способности станции примыкания и железнодорожного пути необщего пользования в условиях множества операторов подвижного состава за счет изменения структуры и характеристик вагонопотоков. Предложен подход к определению результирующей перерабатывающей способности станции примыкания и железнодорожного пути необщего пользования, состоящий в построении графа, отражающего все возможные пути следования вагонопотоков по данным объектам, и установлении лимитирующего элемента для каждого из них.

Ключевые слова: перерабатывающая способность, вагонопотоки, взаимодействие, железнодорожные станции примыкания, железнодорожные пути необщего пользования, рационализация, лимитирующий элемент, автоматизированные системы.

Summary

The article is dedicated to improvement of the use of handling capacity of connecting station and non-public railway track in the context of plurality of rolling stock operators by changing the structure and characteristics of car traffic. An approach is proposed to determine the resulting handling capacity of a connecting station and non-public railway track, consisting in construction of a graph reflecting all possible traffic routes involving these objects, and determining a limiting element for each of them.

Keywords: handling capacity, car traffic, interaction, connecting stations, non-public railway tracks, rationalization, limiting element, automated systems.

Современные условия эксплуатационной работы на железнодорожном транспорте диктуют жесткие требования к правильной оценке обстановки и прогнозированию как в краткосрочном периоде, так и на годы вперед. К одному из важных параметров, отражающих качество взаимодействия и рациональную технологию функционирования железнодорожного транспорта, относится результирующая перерабатывающая способность станции примыкания и железнодорожного пути необщего пользования. При этом наличие множества операторов подвижного состава усложняет решение задач по рационализации данного параметра [1].

Правильное определение результирующей перерабатывающей способности станций примыкания и путей необщего пользования является важным технологическим мероприятием по улучшению качества и надежности перевозок.

В настоящее время в условиях изменяющейся эксплуатационной и инфраструктурной обстановки на железных дорогах необходимо проведение исследований для повышения точности и достоверности расчетов перерабатывающей способности.

Наиболее совершенным методом исследования является имитационное моделирование процесса работы станции примыкания и железнодорожного пути необщего пользования. Данный метод лежит в основе имитационной системы ИСТРА [2, 3], разработанной профессором П. А. Козловым, предназначенной для расчета сложных систем магистрального и промышленного железнодорожного транспорта и позволяющей учесть разнообразные случайные факторы, которые влияют на работу объектов.

К настоящему времени выполнены глубокие научные исследования, связанные с моделированием процессов работы станций и крупных железнодорожных узлов [4–6]. Поэтому сегодня развитие теории организации работы узлов и станций смещается от исследования способов вычисления показателей

(эти вопросы решены в имитационных системах) к изучению планирования имитационного эксперимента, анализа и интерпретации его результатов. Для этого в современных расчетных системах должны сочетаться алгоритмический блок имитации и алгоритмический блок аналитики.

Важным мероприятием для улучшения использования перерабатывающей способности станции примыкания и железнодорожного пути необщего пользования в условиях множества операторов подвижного состава является рассмотрение и учет характеристик вагонопотоков, следующих в адрес железнодорожных путей необщего пользования [7].

Согласно [8], результирующая перерабатывающая способность железнодорожных путей необщего пользования и станции примыкания — величина, которая может изменяться в несколько раз при одном и том же путевом развитии и техническом оснащении в зависимости от раздробленности вагонопотоков в пространстве и их распыленности во времени.

Поэтому перспективным направлением является переход от рассмотрения перерабатывающей способности, привязанной к инфраструктуре, к перерабатывающей способности, которая ориентируется на вагонопотоки.

Соответственно информация о возможностях станции примыкания и железнодорожного пути необщего пользования по переработке конкретной струи вагонопотока позволяет достоверно прогнозировать уровень использования перерабатывающей способности, зависящий от соотношения вагонопотоков с разными характеристиками, и определять узкие места в инфраструктуре объектов для рационализации технологических операций с вагонопотоками [9].

Данный подход имеет ряд преимуществ, в том числе возможность программной реализации метода в полигонных системах управления перевозками.

При учете в расчетах таких характеристик вагонопотоков, как уровень маршрутизации и доля обезличенного парка вагонов, перерабатывающую способность следует понимать как некоторую область величин, а не одно-единственное значение.

Поэтому для каждой станции необходимо определять зависимости уровней использования перерабатывающей способности от структуры вагонопотока и технических средств станции. Соответственно мероприятия по повышению перерабатывающей способности включают:

увеличение уровня маршрутизации груженых и порожних вагонопотоков по прибытию и/или по отправлению;

увеличение доли парка грузовых вагонов, используемых обезличенно (за счет рационализации количества операторов подвижного состава, привлекаемых к обслуживанию определенных грузоотправителей, и/или включения вагонных парков разных операторов в общий контур регулирования);

обеспечение кратности длины подач составов и вместимости мест погрузки, выгрузки вагонов;

рационализацию структуры перерабатываемых потоков по родам (наименованиям) грузов (увеличение объемов погрузки и/или выгрузки необходимого рода груза за счет уменьшения объемов другого);

установление рациональной технологии продвижения транспортных потоков (поездов, груженых и порожних вагонов, ло-

комотивов) по инфраструктурам общего и необщего пользования (перераспределение транспортных потоков с лимитирующими элементами на элементы с меньшей загрузкой при наличии технологической возможности).

Для реализации указанных мероприятий предлагается подход к определению результирующей перерабатывающей способности станции, состоящий в построении ориентированного графа станции примыкания и железнодорожного пути необщего пользования, ребрами которого являются технологические элементы, а узлами — их границы. Каждому элементу присваиваются значение вагонопотока, следующего по элементу, и коэффициент загрузки технических устройств.

Объединенный граф представляет собой все возможные пути следования вагонопотоков по станции примыкания и железнодорожным путям необщего пользования. Начальные и конечные вершины графа — перегоны, прилегающие к станции примыкания.

Особенность предлагаемого подхода заключается в возможности установления ограничивающего элемента для отдельных категорий вагонопотоков на протяжении всего следования.

Построение графа, отображающего все возможные варианты следования, позволяет учесть в расчетах вагонопотоки с различными базовыми характеристиками и технологию работы с ними, а также установить, какое влияние они оказывают на перерабатывающую способность.

Алгоритм расчета состоит в определении для каждой струи вагонопотока технологического элемента с максимальным значением коэффициента использования пропускной или перерабатывающей способности. Указанный элемент будет ограничивающим. На основании информации о размерах вагонопотоков, следующих по ограничивающему устройству, и их характеристиках рассчитывается максимально допустимый поток, который можно адресовать на соответствующий железнодорожный путь необщего пользования.

Преимущество предлагаемого подхода — возможность его интегрирования с полигонными автоматизированными системами управления вагоно- и поездопотоками. Таким образом, использование данного алгоритма позволяет прогнозировать путь следования вагонопотоков непосредственно от мест погрузки до мест выгрузки с учетом возможностей инфраструктуры не только общего, но и необщего пользования.

Перерабатывающая способность железнодорожного пути необщего пользования по основным родам грузов рассчитывается в соответствии с принятой технологией работы, а также с заданными параметрами (уровни маршрутизации перевозок по прибытию и по отправлению, коэффициент двояных операций и др.).

Результирующую перерабатывающую способность железнодорожного пути необщего пользования следует определять с учетом маршрутов следования вагонопотоков по элементам путевого развития и технического оснащения.

Результирующая мощность станции по i -му входящему вагонопотоку, следующему на железнодорожный путь необщего пользования j , т.е. $N_{вх.ij}$ (ваг/сут), задается в виде пары значений либо в виде зависимости (нескольких пар значений)

$$\{N_{\text{вх.}ij}; Y_{\text{м.}ij}\},$$

где $Y_{\text{м.}ij}$ — уровень маршрутизации, при котором рассчитана $N_{\text{вх.}ij}$,

$$Y_{\text{м.}ij} = N_{\text{маршр.}ij} / (N_{\text{маршр.}ij} + N_{\text{немаршр.}ij}),$$

где $N_{\text{маршр.}ij}$ и $N_{\text{немаршр.}ij}$ — маршрутизированный и немаршрутизированный вагонопоток соответственно.

Величина $N_{\text{вх.}ij}$ рассчитывается следующим образом. Вводится ориентированный граф, ребрами которого являются элементы станции, по ним определяется пропускная и перерабатывающая способность. На каждом ребре графа f заданы: $n_{\text{нал.}f}$ — наличная пропускная (перерабатывающая) способность элемента станции f , сост/сут;

$k_{\text{лим.}ij}$ — коэффициент использования наиболее загруженного элемента, участвующего в обработке i -го вагонопотока, следующего в адрес j -го железнодорожного пути необщего пользования,

$$k_{\text{лим.}ij} = \max\{K_{\text{фр.}}; K_{\text{ман.}}; K_{\text{горл.}}; K_{\text{разм.}}; K_{\text{вес.}}; K_{\text{выст.}}; \dots\},$$

где $K_{\text{фр.}}$; $K_{\text{ман.}}$; $K_{\text{горл.}}$; $K_{\text{разм.}}$; $K_{\text{вес.}}$; $K_{\text{выст.}}$; ... — коэффициенты загрузки соответственно по местам погрузки, выгрузки, маневровым локомотивам, стрелочным горловинам, устройствам восстановления сыпучести грузов (в холодное время), дозировочно-весовым устройствам, выставочным путям и другим элементам путевого развития и технического оснащения, входящим в технологический маршрут следования i -го вагонопотока.

Наличная пропускная способность для вагонопотока (ваг/сут) по элементу станции f определяется как

$$N_f = n_{\text{нал.}f} m_f,$$

где m_f — количество вагонов в составе.

На графе элементов станции определяется дерево D путей следования маршрутизированного (немаршрутизированного) вагонопотока на пути необщего пользования с каждого подхода к станции.

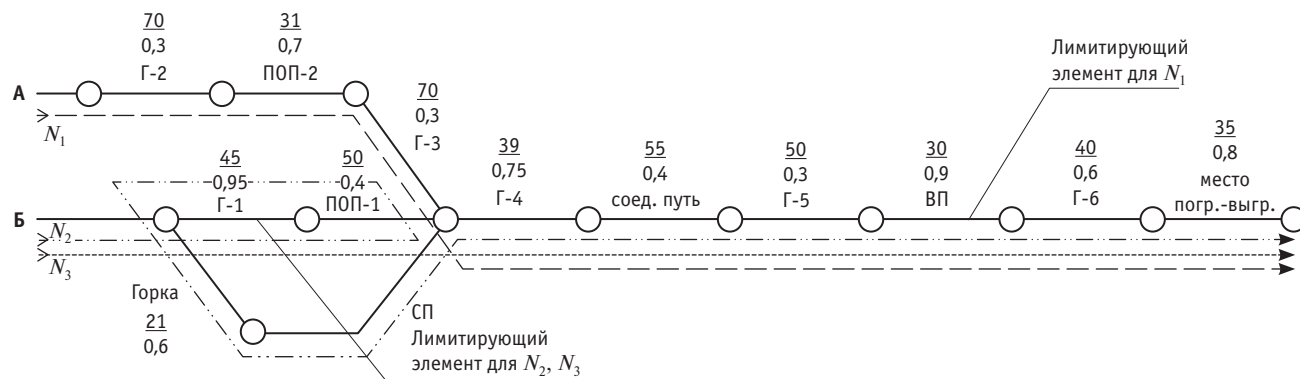


Рис. 1. Схема графа элементов станции примыкания железнодорожного пути необщего пользования:

N_1, N_2, N_3 — вагонопотоки в адрес путей необщего пользования; Г — горловина; ПОП — приемно-отправочный парк; СП — сортировочный парк; ВП — выставочные пути; 50 — наличная перерабатывающая способность, сост/сут; 0,4 — коэффициент использования элемента

Далее рассмотрим порядок расчета для маршрутизированного (немаршрутизированного) вагонопотока. На рис. 1 представлен пример схемы продвижения вагонопотоков к месту выгрузки, где:

N_1 — вагонопоток в маршрутах, прибывающих в парк ПОП-2, ваг/сут;

N_2 — вагонопоток в разборочных поездах, прибывающих в парк ПОП-1, ваг/сут;

N_3 — вагонопоток в маршрутах, прибывающих в парк ПОП-1, ваг/сут.

На пути от подхода к пути необщего пользования выбирается ребро f с максимальным коэффициентом использования наличной пропускной способности. В соответствии с примером (см. рис. 1) для вагонопотока N_1 , прибывающего с подхода А, элемент ВП является ограничивающим. Далее необходимо найти соотношение струй вагонопотоков, проходящих по данному элементу, и определить величину пропускной (перерабатывающей) способности для данной струи:

$$N_{\text{вх.}ij} = N_f N_i / \Sigma N_f$$

где N_i — величина i -го входящего вагонопотока, ваг/сут;

ΣN_f — суммарная величина входящего вагонопотока, проходящего по ребру f .

Соответственно перерабатывающая способность для вагонопотока N_1 будет равна

$$N_{\text{вх.1}} = 30 m_{f1} N_1 / (N_1 + N_2 + N_3).$$

Аналогично выполняется расчет для остальных потоков, входящих на станцию.

Суммарная результирующая мощность станции примыкания, доступная для входящего вагонопотока на пути необщего пользования:

$$N_{\text{вх}} = \Sigma N_{\text{вх.}ij};$$

$$N_{\text{вх}} = 30 m_{f1} N_1 / (N_1 + N_2 + N_3) + 45 m_{f2} N_2 / (N_2 + N_3) + 45 m_{f3} N_3 / (N_2 + N_3).$$

Для выходящего потока с путей необщего пользования, результаты которого зависят от доли обезличенного парка вагонов, производится аналогичный расчет.

При расчетах для входящего и выходящего вагонопотока перерабатывающая способность всего комплекса «станция примыкания — пути необщего пользования» определяется как минимальное из двух расчетных значений:

$$N_{\text{рез}} = \min\{N_{\text{вх}}; N_{\text{вых}}\}.$$

Таким образом, результирующую перерабатывающую способность $N_{\text{рез}}$ следует определять как диапазон значений (рис. 2), при этом нижний порог обеспечивается при наихудшем использовании инфраструктуры (низкий уровень маршрутизации, несогласованность длины подачи и вместимости мест погрузки, выгрузки и т.д.), а верхний порог достигается при их рационализации (увеличение уровня маршрутизации, доли обезличенного парка вагонов и т.д.), т.е.

$$N_{\text{рез}} = \{N_{\text{min}} \div N_{\text{max}}\},$$

где N_{min} — результирующая перерабатывающая способность при структуре поступающего вагонопотока, обеспечивающее наихудшее использование инфраструктуры;

N_{max} — результирующая перерабатывающая способность при структуре поступающего вагонопотока, обеспечивающее наилучшее использование инфраструктуры,

$$N_{\text{min}} = f(Y_{\text{м. min}}; \alpha_{\text{min}}; \dots);$$

$$N_{\text{max}} = f(Y_{\text{м. max}}; \alpha_{\text{max}}; \dots),$$

где α — доля обезличенного парка вагонов.

Методические положения по улучшению использования результирующей перерабатывающей способности железнодорожной станции примыкания и железнодорожного пути необщего пользования за счет рационализации структуры вагонопотоков применяются в автоматизированных системах, находящихся в постоянной эксплуатации в ОАО «РЖД».

Схема взаимодействия автоматизированных систем, использующих результаты исследования, представлена на рис. 3. Согласно технологии, регламентируется следующий порядок действий:

создание технологических нормативов Автоматизированной системой разработки и мониторинга выполнения Единых технологических процессов работы железнодорожных путей необщего пользования и станций примыкания (АС ЕТП);

передача рассчитанных нормативов в Автоматизированную систему прогноза ресурсов сети (АС ПРОГРЕСС), где осуществляется планирование продвижения вагонопотоков по сети с учетом инфраструктурных ограничений и с определением резерва и дефицита перерабатывающих способностей;

передача данных о резерве и дефиците в Автоматизированную систему согласования заявок и накладных на порож-

ние рейсы вагонов с учетом пропускных и перерабатывающих способностей (АС СЗИ) для планирования приема заявок на перевозку грузов, а также в Интегрированную систему управления поездной работой на объединенном полигоне (ИСУПР) для планирования подвода груженых вагонов к местам выгрузки и порожних — к местам погрузки.

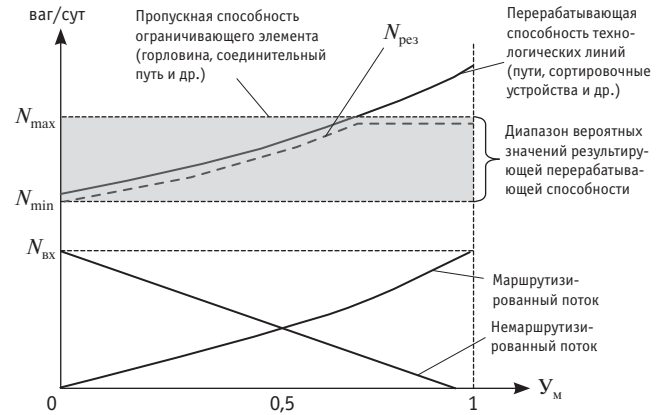


Рис. 2. Диапазон вероятных значений результирующей перерабатывающей способности в зависимости от уровня маршрутизации

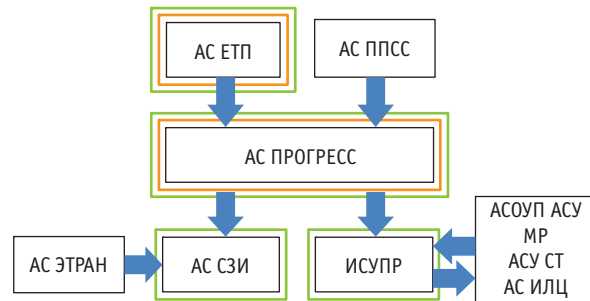


Рис. 3. Схема взаимодействия автоматизированных систем, использующих результаты исследования:

- АС, в составе которых работают задачи, разработанные в исследовании;
- АС, использующие результаты решения задач, разработанных в исследовании

В заключение следует отметить значимость предложенного подхода для улучшения взаимодействия станций примыкания и железнодорожных путей необщего пользования в условиях неравномерности и вариации структуры вагонопотоков при множественности операторов подвижного состава. Установление зависимостей между уровнем использования результирующей перерабатывающей способности и характеристиками вагонопотоков позволяет совершенствовать планирование эксплуатационной работы, прогнозировать затруднения и определять резервы в инфраструктуре сети железных дорог ОАО «РЖД».

Литература

1. Бородин А. Ф. Эффективно использовать станционные мощности // Железнодорожный транспорт. 2006. № 6. С. 37–43. ISSN 0048-4448.
2. Козлов П. А. Универсальная имитационная система транспорта «ИСТРА» // Организация работы транспорта промышленных предприятий : межвуз. сб. Калинин : Изд-во КГУ, 1984. С. 3–8.
3. Козлов П. А., Журавин С. Г. Имитационная система «ИСТРА» и ее применение для взаимодействия транспорта и производства // Методы интенсификации процессов грузовой и коммерческой работы : межвуз. сб. М., 1988. С. 45–46.
4. Козлов П. А., Александров А. Э. Оценка инфраструктурных транспортных проектов методом моделирования // Транспорт Российской Федерации. 2006. № 5. С. 43–44. ISSN 1994-831X.
5. Козлов П. А., Владимирская И. П. Методы оптимизации взаимодействия железнодорожного и морского транспорта // Транспорт Российской Федерации. 2009. № 1 (20). С. 53–55. ISSN 1994-831X.
6. Тимухина Е. Н., Окулов Н. Е. Повышение устойчивости взаимодействия производства и транспорта // Транспорт Урала. 2014. № 2 (41). С. 7–11. ISSN 1815-9400.
7. Бородин А. Ф., Панин В. В. Единые технологические процессы магистрального и промышленного транспорта: поиск новых подходов // Железнодорожный транспорт. 2007. № 20. С. 24–28. ISSN 0048-4448.
8. Сайбаталов Р. Ф., Бородин А. Ф. Вагонный парк, инфраструктуру и управление движением — к общему знаменателю // Железнодорожный транспорт. 2014. № 11. С. 26–34. ISSN 0048-4448.
9. Бородин А. Ф. Эксплуатационная работа железнодорожных направлений // Труды ВНИИАС. 2008. Вып. 6.

References

1. Borodin A. F. Effektivno ispolzovat stantsionnye moschnosti [Effective using station capacities] // Zheleznodorozhnyy transport. 2006. № 6. P. 37–43. ISSN 0048-4448.
2. Kozlov P. A. Universalnaya imitatsionnaya sistema transporta «ISTRA» [Universal transport simulation system ISTRA] // Organizatsiya raboty transporta promyshlennykh predpriyatij : mezhvuz. sb. Kalinin : Izd-vo KGU, 1984. P. 3–8.
3. Kozlov P. A., Zhuravin S. G. Imitatsionnaya sistema «ISTRA» i ee primeneniye dlya vzaimodeystviya transporta i proizvodstva [Simulation system ISTRA and its application to interact transport and production] // Metody intensifikatsii protsessov gruzovoy i kommercheskoy raboty : mezhvuz. sb. M., 1988. P. 45–46.
4. Kozlov P. A., Alexandrov A. E. Otsenka infrastrukturnykh transportnykh proektov metodom modelirovaniya [Assessment of transport infrastructure projects by simulation method] // Transport Rossiyskoy Federatsii. 2006. № 5. P. 43–44. ISSN 1994-831X.
5. Kozlov P. A., Vladimirskaia I. P. Metody optimizatsii vzaimodeystviya zheleznodorozhnogo i morskogo transporta [Methods for optimization of interaction between rail and maritime transport] // Transport Rossiyskoy Federatsii. 2009. № 1 (20). P. 53–55. ISSN 1994-831X.
6. Timukhina E. N., Okulov N. E. Povysheniye ustoychivosti vzaimodeystviya proizvodstva i transporta [Improving stability of interaction of production facilities and transport] // Transport of the Urals. 2014. № 2 (41). P. 7–11. ISSN 1815-9400.
7. Borodin A. F., Panin V. V. Edinye tekhnologicheskie protsessy magistralnogo i promyshlennogo transporta: poisk novykh podkhodov [Uniform processes in mainline and industrial transport: a search for new approaches] // Zheleznodorozhnyy transport. 2007. № 20. P. 24–28. ISSN 0048-4448.
8. Saybatalov R. F., Borodin A. F. Vagonnyy park, infrastrukturu i upravleniye dvizheniem — k obshchemu znamenatelyu [Rolling stock, infrastructure and traffic management — towards a common denominator] // Zheleznodorozhnyy transport. 2014. № 11. P. 26–34. ISSN 0048-4448.
9. Borodin A. F. Ekspluatatsionnaya rabota zheleznodorozhnykh napravleniy [Operations of railway destinations] // Trudy VNIIAS. 2008. Vyp. 6.

Научно-технический журнал «Транспорт Урала»

№ 3 (46), 2015 год

Издается с июня 2004 г.

Выходит 1 раз в квартал

Подписной индекс: 46463

Издание зарегистрировано в Министерстве Российской Федерации по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций 27 мая 2004 г. Свидетельство ПИ № 77-18098

Адрес редакции:

620034, Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66.

Тел. (343) 221-24-90

<http://www.transporturala.usurt.ru>

e-mail: EPupova@usurt.ru

Учредитель:

Уральский государственный университет путей сообщения (УрГУПС)

Главный редактор:

Александр Васильевич Ефимов

Научный редактор:

Александр Эрнстович Александров

Выпускающий редактор и корректор:

Елена Семеновна Пупова,

тел. (343) 221-24-90, 8-912-61-07-229,

e-mail: EPupova@usurt.ru

Дизайн:

Антон Леонидович Курносов

Верстка:

Андрей Викторович Трубин

Перевод:

Элеонора Рашитовна Яхина

(департамент международных связей УрГУПС), тел. (343) 221-24-86

Автор фотографии на обложке:

Наталья Викторовна Ладейщикова

С 1 января 2007 г. журнал включен ВАКом в перечень периодических, научных и научно-технических изданий, выпускаемых в Российской Федерации, в которых рекомендуется публикация основных результатов диссертаций на соискание ученой степени доктора наук.

Подписано в печать 28.09.2015

Тираж 250 экз. Формат 60×90/8

Отпечатано в типографии ООО «Издательство УМЦ УПИ»,

620078, Екатеринбург, ул. Гагарина, 35а, оф. 2,

тел. (343) 362-91-16, 362-91-17

Заказ № 5453

© Уральский государственный университет путей сообщения, 2015