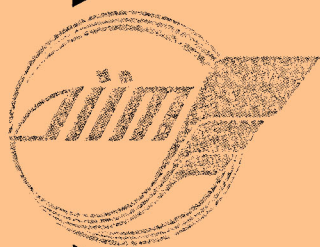


06
К.54

МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ ТА ЗВ'ЯЗКУ УКРАЇНИ



ВІСНИК

Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Випуск 4

Дніпропетровськ
2004

МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ ТА ЗВ'ЯЗКУ УКРАЇНИ
Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

В І С Н И К
Дніпропетровського
національного університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Випуск 4

Дніпропетровськ
2004

Редакційна колегія:

Головний редактор д-р техн. наук *Пишійко О. М.*
Члени редколегії: д-ри техн. наук *Біляєв М. М., Блохін Є. П., Боднар Б. Є., Босов А. А., Браташ В. О., Гетьман Г. К., Даніленко Е. І., Доманський В. Т., Дубинець Л. В., Жуковицький І. В., Загарій Г. І., Казакевич М. І., Коротенко М. Л., Костін М. О., Петренко В. Д., Пунагін В. М., Рибкін В. В., Разгонов А. П., Савчук О. М., Хандецький В. С., Шафіт Є. М.*;
д-ри фіз.-мат. наук *Гаврилюк В. І., Кравець В. В.*;
д-ри хім. наук *Плахотнік В. М., Феєдін О. В.*;
д-ри екон. наук *Бабіч В. П., Драгун Л. М., Зайцева Л. М., Крамаренко В. Д., Покотілов А. А.*
Відповідальний секретар канд. техн. наук *Корженевич І. П.*

*Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації КВ № 7704.
Видане Державним комітетом телебачення і радіомовлення України 08.08.2003 р.*

Друкується за рішенням вченої ради Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна від 30.06.2004, протокол № 12

В53

Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – Вип. 4. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2004. – 253 с.

У статтях наведені наукові дослідження, виконані авторами в Дніпропетровському національному університеті залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна та інших організаціях. Статті присвячені вирішенню актуальних питань залізничного транспорту за такими напрямками: автоматизовані системи керування, екологія на транспорті, економіка транспорту, електричний транспорт, залізнична колія, моделювання задач транспорту та екології, ремонт та експлуатація засобів транспорту, рухомий склад і тяга поїздів, транспортне будівництво.

Вісник становить інтерес для працівників науково-дослідних організацій, викладачів вищих навчальних закладів, докторантів, аспірантів, магістрантів та інженерно-технічних працівників.

В статтях отражены научные исследования, выполненные авторами в Днепропетровском национальном университете железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна и других организациях. Статьи посвящены решению актуальных вопросов железнодорожного транспорта по следующим направлениям: автоматизированные системы управления, экология на транспорте, экономика транспорта, электрический транспорт, железнодорожный путь, моделирование задач транспорта и экологии, ремонт и эксплуатация транспортных средств, подвижной состав и тяга поездов, транспортное строительство.

Вестник представляет интерес для работников научно-исследовательских организаций, преподавателей высших учебных заведений, докторантов, аспирантов, магистрантов и инженерно-технических работников.

ББК 39.2

ЗМІСТ

ГАЛУЗЬ ТЕХНІЧНИХ НАУК

РОЗДІЛ «ЕКОЛОГІЯ НА ТРАНСПОРТІ»

Н. Н. БЕЛЯЕВ, О. В. КОПТИЛАЯ (ДИИТ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАГРЯЗНЕНИЯ АТМОСФЕРЫ И ПОДСТИЛАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ
ПРИ АВАРИЯХ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ6

В. Г. ВІКТОРОВ, В. В. КРАВЕЦЬ, В. А. ХОЛОІМОВ, Є. В. ХРИСТЯН (ДІТ)

ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ ЕРЛФТА ДЛЯ ЦИРКУЛЯЦІЇ РОЗЧИНУ
ПРИ ХІМІЧНОМУ ОЧИЩЕННІ ВІД НАКИПУ КОТЛА ДКВР-4/1312

РОЗДІЛ «ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ»

С. В. АРПУЛЬ (ДИИТ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОБЛАСТИ ДОПУСТИМЫХ УПРАВЛЕНИЙ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ
ПАССАЖИРСКОГО ПОЕЗДА17

А. М. АФАНАСОВ (ДИИТ)

ФАКТОР ИЗНОСА ГРЕБНЕЙ ПРИ БОКСОВАНИИ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ В КРИВОЙ23

В. Е. ВАСИЛЬЕВ (ДИИТ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫРАЖЕНИЙ ДЛЯ НАХОЖДЕНИЯ ЧИСЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК С УЧЕТОМ
НЕЛИНЕЙНОСТИ ФУНКЦИИ СКОРОСТИ И СИЛЫ ТЯГИ27

В. Е. КАЖАН (ДИИТ)

СТАТИСТИЧЕСКАЯ ПОЛУМАРКОВСКАЯ МОДЕЛЬ ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ34

М. М. КЕДРЯ, И. В. ЧУМАК (ДИИТ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЯГОВОГО ПРИВОДА ПОСТОЯННОГО ТОКА39

А. И. КИЙКО (ДИИТ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТЯГОВЫХ ПРИВОДАХ ЛОКОМОТИВОВ
ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ44

Д. В. УСТИМЕНКО (ДИИТ)

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИЛЫ ПРИ РЕКУПЕРАЦИИ
ЭЛЕКТРОВОЗОВ ПОСТОЯННОГО ТОКА, ВЫПОЛНЕННАЯ НА СОВРЕМЕННОЙ ЭЛЕМЕНТНОЙ БАЗЕ51

Т. М. МІЩЕНКО (ДІТ)

ВИКИДИ НАПРУГИ НА СТРУМОПРИЙМАЧІ ЕЛЕКТРОВОЗА ДЕ156

РОЗДІЛ «ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ»

В. І. БОРЩОВ, В. І. КЛИМОВ (ДІТ)

РОЗВИТОК ОСНОВНИХ ДЕФЕКТІВ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ПРОГІННИХ БУДОВ
ЗАЛІЗНИЧНИХ МОСТІВ У ЧАСІ61

В. І. БОРЩОВ, К. І. СОЛДАТОВ (ДІТ)

ВИЗНАЧЕННЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ БАЛКОВИХ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ПРОГІННИХ БУДОВ
ЗАЛІЗНИЧНИХ МОСТІВ НА ПІДСТАВІ ІНСТРУКЦІЇ ЦП/008567

**Ш. МИКАЛЮНАС, Л. П. ЛИНГАЙТИС, В. ПОДВЕЗЬКО (Вильнюсский технический университет
им. Гедиминаса, Литва)**

ВЕРОЯТНОСТНЫЕ ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ ЛУБРИКАТОРОВ НА ИЗНОС КОЛЕСНЫХ ПАР74

В. І. ХАРЛАН (Придніпровська залізниця)

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ТРАСИ ЗАЛІЗНИЦІ І ТИПУ РУХОМОГО СКЛАДУ
НА РІВЕНЬ МАКСИМАЛЬНОЇ ШВИДКОСТІ81

РОЗДІЛ «МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧ ТРАНСПОРТУ ТА ЕКОЛОГІЇ»

П. В. БЕХ (ДІТ) ПРОГНОЗУВАННЯ КОНТЕЙНЕРНИХ ПОТОКІВ.....	86
А. А. БОСОВ (ДИИТ) СИММЕТРИЧЕСКАЯ РАЗНОСТЬ МНОЖЕСТВ И ЕЕ ПРИМЕНЕНИЕ	92
А. А. БОСОВ (ДИИТ), Б. П. ПИХ (Львовская ж. д.) МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ВАРИАНТОВ СОКРАЩЕНИЯ ВРЕМЕНИ ХОДА.....	96
Г. Н. КИРПА (Министерство транспорта и связи Украины), А. А. БОСОВ, И. П. КОРЖЕНЕВИЧ (ДИИТ) О ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ СЕТИ НА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГАХ УКРАИНЫ.....	103
Г. Н. КОДОЛА (УГХТУ) СТРУКТУРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, КОГДА ЧИСЛО ОПЫТОВ МЕНЬШЕ, ЧЕМ ЧИСЛО ПОКАЗАТЕЛЕЙ.....	110
С. В. МЯМЛИН, Е. А. ПИСЬМЕННЫЙ (ДИИТ), А. И. ЯЛОВОЙ (ОАО «Днепровагонмаш»), Л. А. МАНАШКИН (США) МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АМОРТИЗАТОРОВ УДАРА.....	119

РОЗДІЛ «РЕМОНТ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ»

В. Г. ВІКТОРОВ (ДІТ) ФУНКЦІОНАЛЬНІ БЛОКИ У СИСТЕМАХ КЕРУВАННЯ РУХОМИМ СКЛАДОМ	122
В. В. ЛАГУТА, М. І. КАПЦА (ДІТ) ПРОГНОЗУВАННЯ СТАНІВ ОДНОТИПНОГО ЛОКОМОТИВНОГО ПАРКУ (ВЛ8) ПРИДНІПРОВСЬКОЇ ЗАЛІЗНИЦІ	126
G. VAIČIŪNAS, L. P. LINGAITIS (Vilnius gediminas technical university) THE EFFECT OF ASYMMETRIC FREIGHT TRAFFIC ON THE SELECTION OF OPTIMAL LOCOMOTIVE TRACTION ON LITHUANIAN RAILROAD	130

РОЗДІЛ «РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ»

О. М. БОНДАРЕВ, Т. О. РИЖОВА (ДІТ), О. О. БОНДАРЕВ (Укрзалізниця) ОЦІНКА ВПЛИВУ КУТА НАХИЛУ ПОХИЛОЇ ТЯГИ НА ВЕРТИКАЛЬНУ НАВАНТАЖЕННІСТЬ КОЛІСНИХ ПАР ДВОВІСНИХ ВІЗКІВ ЛОКОМОТИВА ПРИ РЕАЛІЗАЦІЇ ТЯГИ	136
В. Л. ГОРОБЕЦ (ДИИТ) ВОСПРОИЗВЕДЕНИЕ РЕАЛЬНЫХ ВИБРАЦИЙ ЭЛЕМЕНТОВ И ОБОРУДОВАНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА	141
М. О. КОСТІН, П. Є. МИХАЛІЧЕНКО (ДІТ) МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ФОРМИ ЗНОШЕНИХ ДЕТАЛЕЙ СИСТЕМИ СПРЯЖЕННЯ «ШІЙКА ОСІ КОЛІСНОЇ ПАРИ – ВНУТРІШНЄ КІЛЬЦЕ ПІДШИПНИКА»	149
А. П. ЗУБКО (Укрзалізниця), І. П. КОРЖЕНЕВИЧ, М. Б. КУРГАН, Д. М. КУРГАН (ДІТ) АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ В УКРАЇНІ РУХОМОГО СКЛАДУ З ПРИМУСОВИМ НАХИЛОМ КУЗОВА ВАГОНІВ ПРИ ОРГАНІЗАЦІЇ ШВИДКІСНОГО РУХУ	156
Б. Я. ОСТАПЮК (Укрзалізниця) ПОДОВЖЕННЯ ТЕРМІНУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ	165
В. И. БОБРОВСКИЙ (ДИИТ), Н. В. РОГОВ (Донецкая ж. д.) ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ОТЦЕПОВ ПРИ РОСПУСКЕ СОСТАВОВ НА ГОРКАХ	174

РОЗДІЛ «ТРАНСПОРТНЕ БУДІВНИЦТВО»

В. С. АНДРЕЕВ, А. Л. ТЮТЬКИН, Т. А. СЕЛИХОВА (ДИИТ) МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНЕЦЕНТРЕННО НАГРУЖЕННЫХ ФУНДАМЕНТОВ НА СЛОИСТЫХ ОСНОВАНИЯХ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ.....	183
---	-----

Б. Г. КЛОЧКО, С. А. БЫЧКОВ, В. А. МОМОТ, А. А. КУШВИД (ДИИТ), Д. В. ГОРИДЬКО, В. В. ПУНАГИН (ПГАСиА) ОБЕСПЕЧЕНИЕ СТОЙКОСТИ БЕТОНА В УСЛОВИЯХ АГРЕССИВНОЙ СРЕДЫ	188
Б. Г. КЛОЧКО (ДИИТ), Д. В. ГОРИДЬКО, В. В. ПУНАГИН (ПГАСиА) ПРИМЕНЕНИЕ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В ГИДРОТЕХНИЧЕСКОМ СТРОИТЕЛЬСТВЕ	192
В. П. ПОЧТАР (Центральний науково-дослідний інститут Збройних сил України) МОЖЛИВИЙ СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ ОБСЯГІВ ЗАВЧАСНИХ РОБІТ ПРИ ОРГАНІЗАЦІЇ ТЕХНІЧНОГО ПРИКРИТТЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО НАПРЯМКУ	197
А. Н. ПШИНЬКО, Н. В. САВИЦКИЙ (ДИИТ), С. А. КОРЕЦКАЯ, А. А. ГОНЧАРЕНКО (ПГАСиА) РЕШЕНИЕ ВОПРОСОВ ЭНЕГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ ПУТЕМ ОРГАНИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА И ТЕХНОЛОГИИ ПОЛУЧЕНИЯ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННОГО МАТЕРИАЛА	200
А. Н. ПШИНЬКО, А. В. КРАСНЮК (ДИИТ), В. Н. ПУНАГИН (ПГАСиА) ПРОБЛЕМЫ ПОЛУЧЕНИЯ БЕТОНОВ С ВЫСОКИМИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМИ СВОЙСТВАМИ	203
А. В. РАДКЕВИЧ, И. Д. ПАВЛОВ, Ф. И. ПАВЛОВ (ДИИТ) ОБОБЩЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ПОЛОЖЕНИЙ И МЕТОДОВ ОЦЕНКИ МОДЕЛЕЙ ПЛАНИРОВАНИЯ РАЗВИТИЯ И ПОДГОТОВКИ РЕАЛИЗАЦИИ ПРОЕКТОВ СЛОЖНЫХ ВОССТАНОВЛЕНИЙ В ЗАДАННЫЙ СРОК	206
В. Л. СЕДІН (ПДАБіА), В. Д. ПЕТРЕНКО, О. Л. ТЮТЬКІН (ДІІТ) АНАЛІЗ ВПЛИВУ НОВИХ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ НА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНІЙ СТАН ОБРОБКИ ПЛОННОЇ СТАНЦІЇ	214
К. И. СОЛДАТОВ, Г. С. ЖЕЛЕЗНЯК (ДИИТ), К. В. ГУРЖИЙ («Сервисстрой», Ростов-на-Дону) ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ НЕРЕГУЛЯРНИХ ПО ДОВЖИНАХ ПРОГОНІВ МОСТОВИХ КОНСТРУКЦІЙ.....	221
Д. Ю. ЧАШИН (ПГАСиА) ПРОБЛЕМЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ОРГАНИЗАЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ВОЗВЕДЕНИЯ ОБЪЕКТОВ ТРАНСПОРТНОГО СТРОИТЕЛЬСТВА	227
Е. А. МИСЮРА (ДИИТ) ВЛИЯНИЕ ИЗГИБНОЙ ЖЕСТКОСТИ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВАНТ.....	233
В. Е. ВОЛКОВА (ДИИТ) ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕЛИНЕЙНЫХ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ КОНСТРУКЦИЙ.....	238

ГАЛУЗЬ ЕКОНОМІЧНИХ НАУК

РОЗДІЛ «ЕКОНОМІКА ТРАНСПОРТУ»

С. Ш. АЙТОВ (ДИИТ) ФОРМИРОВАНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ КОНЦЕПЦИЙ О ГЛОБАЛИЗАЦИИ: К ПОСТАНОВКЕ ПРОБЛЕМЫ.....	243
В. И. ДЗЮБА (ДИИТ) УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЩЕПРОИЗВОДСТВЕННЫХ РАСХОДОВ В СИСТЕМЕ УЧЕТА РАСХОДОВ ПРЕДПРИЯТИЯ.....	247
Н. В. РАДИОНОВА (ДИИТ) ФОРМИРОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КОРПОРАТИВНЫМИ ПРАВАМИ ГОСУДАРСТВА	251

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАГРЯЗНЕНИЯ АТМОСФЕРЫ И ПОДСТИЛАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ АВАРИЯХ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

Розроблено двовірну комп'ютерну модель прогнозу забруднення атмосфери після аварійного розливу зрідженого аміаку. Модель заснована на чисельному інтегруванні рівняння дифузії і конвективного переносу домішки. Розрахунок здійснюється по неявній різницевій схемі розщеплення. Наведено результати практичного застосування розробленої моделі.

Разработана двухмерная компьютерная модель прогноза загрязнения атмосферы после аварийного разлива сжиженного аммиака. Модель основана на численном интегрировании уравнения диффузии и конвективного переноса примеси. Расчет осуществляется по неявной разностной схеме расщепления. Приведены результаты практического применения разработанной модели.

A 2D computer model to simulate air pollution after liquid ammonia leakage accidents has been developed. The model is based on numeric integration of diffusion equation and convectional transfer of the impurity. The calculation has been performed according to subtractive scheme of decomposition. Results of practical application of the developed model are presented.

Введение

Анализ современного состояния проблемы по охране окружающей среды показывает актуальность задачи прогноза состояния окружающей среды после аварий, терактов. Особый ущерб, на грани экологической катастрофы, может быть вызван аварией на производстве и, в частности, на железнодорожном транспорте, осуществляющем перевозку опасных грузов в больших объемах [1; 5; 8].

Рассматривая проблему прогноза ущерба после аварий, можно выделить два класса задач:

- оценка экологического ущерба, возможности поражения людей в случае возможной аварии.
- задачи оценочного прогноза (оценка ущерба, нанесенного окружающей среде, после аварии).

Для задач обоих классов характерна одна особенность – это неполнота исходной информации, которая используется для расчетов. Действительно, в случае задачи предупредительного прогноза – неизвестными являются место аварии, интенсивность выброса, метеофакторы и т. д. Исследователь сам «назначает» в модели, где и когда произойдет авария, основываясь на анализе существующих данных, оценки состояния железнодорожного полотна и даже интуиции. При решении задачи оценочного прогноза исследователь не обладает полной информацией о профиле ветра, атмосферной

стратификации (непосредственно на месте аварии), динамике формирования зоны разлива, с поверхности которой происходит испарение вредных веществ и т. п. Тем не менее, исследователю необходимо научно обоснованный прогноз последствий аварии для оценки ущерба. Решение данной проблемы может быть осуществлено только на базе математического – компьютерного моделирования [2; 6].

Как известно [6], современной тенденцией разработки компьютерных моделей прогноза качества окружающей среды, является создание моделей различного уровня для решения прогнозных задач. Это предоставляет пользователю возможность выбора инструмента для решения поставленной задачи в зависимости от наличия конкретной исходной информации, времени, необходимого для получения решения, и т. д.

Особую актуальность в настоящее время приобретает разработка универсальных моделей, позволяющих экономично, на основе достаточно ограниченного числа исходных данных (скорость ветра, параметры атмосферной диффузии) осуществлять прогноз воздействия аварии, теракта на окружающую среду, и при этом давать возможность расчета практически всех возможных сценариев нештатной ситуации. При этом очень важным является то, что для работы с такими моделями и созданными на их базе компьютерными технологиями, не требовалось бы дополнительной переподготовки пользователей, уже работающих в области прогнозирования состояния окружающей среды.

Аналитические методики расчета процессов загрязнения атмосферы после аварии рассмотрены в работах [2; 3]. Однако эти методики обладают определенной узостью. Оценка уровня загрязнения атмосферы на базе эмпирических моделей рассмотрена в работах [1; 4; 7]. В работе [5] представлены результаты экспериментального исследования, связанного с разлитием аммиака.

Авторами настоящей работы разработана компьютерная модель и на ее базе создан пакет программ расчета динамики загрязнения атмосферы, подстилающей поверхности после аварийных (залповых, полунепрерывных, циклических) выбросов токсичных веществ. Отличительной особенностью разработанного инструмента является возможность моделирования широкого спектра аварийных ситуаций, характерных для производства и, в частности, для объектов железнодорожного транспорта; например, аварийные разливы перегретых жидкостей. Для такого класса задач характерно: выброс массы токсичного вещества, которая образует первичное облако; формирование зоны загрязнения от испаряющегося на поверхности земли разлива.

1. Постановка задачи, математическая модель

Рассматриваются задачи оценки уровня загрязнения атмосферы, подстилающей поверхности после аварийного разлива перегретых жидкостей и, в частности, аммиака при его транспортировке железнодорожным транспортом.

Целью работы является:

1. Разработка методики расчета динамики изменения концентрации аммиака в атмосфере после аварии, на основе ограниченного числа исходных данных.

2. Разработка методики оценки количества аммиака, осевшего на конкретный объект (лес, сельскохозяйственные угодия, и т. д.), на основе которой может быть выполнен расчет эколого-экономического ущерба, нанесенного каждой экологически значимой зоне.

Поскольку аварии на железнодорожном транспорте, могут привести к выбросу и разливу значительного объема токсичных веществ, то зона загрязнения атмосферы может иметь большую протяженность. В США для оценки ущерба после возможной аварии при транспортировке железнодорожным транспортом химического оружия, расчет возможного ущерба проводится для зон протяженностью не менее 200 км. Таким образом, в том случае целесообразно использовать двухмерную, осреднен-

ную по высоте переноса H , модель градиентного типа

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{\partial u \varphi}{\partial x} + \frac{\partial v \varphi}{\partial y} + \sigma \varphi = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_x \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) + \left(\mu_y \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) + \sum q_i(t) \delta(r - r_i), \quad (1)$$

где φ – концентрация загрязняющего вещества в единице объема воздуха; u , v – компоненты вектора скорости воздушной среды в декартовой системе координат X , Y , плоскость XOY соответствует земле; σ – коэффициент, учитывающий процессы химического разложения загрязнения, гравитационное осаждение, аккумуляции загрязнения подстилающей поверхности; $\mu = (\mu_x, \mu_y)$ – коэффициент турбулентной диффузии; q_i – интенсивность точечных источников загрязнения; $r_i = (x_i, y_i)$ – месторасположение точечных источников загрязнения; $\delta(r - r_i)$ – дельта-функция Дирака; t – время.

Выбор модели (1) для экспресс-оценки экологического ущерба обосновывается тем, что ее реализация возможна при использовании ограниченного числа исходных данных:

- направление и скорость ветра;
- класс стабильности атмосферы;
- метеоинформация об осадках, их интенсивности и зоны выпадения;
- размеры зоны разлива;
- масса разлитого груза при аварии.

Постановка краевых условий для уравнения (1) рассмотрена в работе [6]. Отметим, что при расчете залпового выброса загрязнителя, размеры первичного облака, образовавшегося при начальном быстром испарении аммиака, рассчитывается как объем первичного облака

$$V = \frac{22,4 \cdot \theta \cdot G}{\mu \cdot \varphi_{\text{стх}}},$$

где $\theta = 0,5$ – коэффициент; $\mu = 17$ – молекулярная масса аммиака; $\varphi_{\text{стх}} = 19\%$ – объемная концентрация газовой смеси стехиометрического состава; G – быстро испарившаяся масса аммиака

$$G = K \cdot M,$$

где K – эмпирический коэффициент ($K = 0,1$ при температуре $t = 20^\circ \text{C}$); M – масса разлитого аммиака в результате аварии [1].

Интенсивность испарения аммиака с поверхности разлива S моделируется точечными источниками загрязнения:

$$q_i(t) = S_c \cdot Q_c,$$

где S_c – площадь разностной ячейки, входящей в зону разлива S ; Q_c – массовая скорость испарения аммиака, [г/м²/час].

Скорость испарения с поверхности зеркала разлива рассчитывается так [7]:

$$Q_c = (5,38 + 4,1v) P_{\text{нас}} \cdot \sqrt{\mu}. \quad (2)$$

Необходимо отметить, что в случае разлива на грунт, процесс испарения осуществляется не только с зеркала разлитой жидкости, но и с поверхности фильтрующегося аммиака, т. е. с границ раздела в грунте «жидкость – воздух в парах». Таким образом, для более точного учета количества испаряющегося аммиака в модели используется «корректированное» значение величины Q_c , которое примерно равно $Q \approx 2Q_c$.

Как отмечалось выше, рассматриваемый класс прикладных задач относится к задачам с «недоопределенными» исходными данными. Поэтому при выполнении предупредительного прогноза можно ограничиться зависимостью (2) для расчета величины аммиака, поступающего в атмосферу из зоны разлива. В случае решения задачи оценочного прогноза необходимо принимать во внимание доступную (если такая имеется) информацию о времени окончания испарения аммиака, количестве оставшегося аммиака на месте аварии.

2. Метод решения

Численное интегрирование уравнения (1) осуществляется на прямоугольной разностной сетке. Рассмотрим неявную разностную схему расщепления, которая положена в основу разработанного алгоритма.

Произведем следующую аппроксимацию производных, входящих в уравнение (1):

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} \approx \frac{\phi_{ij}^{n+1} - \phi_{ij}^n}{\Delta t},$$

$$\frac{\partial u \phi}{\partial x} = \frac{\partial u^+ \phi}{\partial x} + \frac{\partial u^- \phi}{\partial x},$$

$$\frac{\partial v \phi}{\partial y} = \frac{\partial v^+ \phi}{\partial y} + \frac{\partial v^- \phi}{\partial y},$$

$$\frac{\partial u^+ \phi}{\partial x} \approx \frac{u_{i+1,j}^+ \phi_{ij}^{n+1} - u_{ij}^+ \phi_{i-1,j}^{n+1}}{\Delta x} = L_x^+ \phi^{n+1},$$

$$\frac{\partial u^- \phi}{\partial x} \approx \frac{u_{i+1,j}^- \phi_{i+1,j}^{n+1} - u_{ij}^- \phi_{ij}^{n+1}}{\Delta x} = L_x^- \phi^{n+1},$$

$$\frac{\partial v^+ \phi}{\partial y} \approx \frac{v_{i,j+1}^+ \phi_{ij}^{n+1} - v_{ij}^+ \phi_{i,j-1}^{n+1}}{\Delta y} = L_y^+ \phi^{n+1},$$

$$\frac{\partial v^- \phi}{\partial y} \approx \frac{v_{i,j+1}^- \phi_{i,j+1}^{n+1} - v_{ij}^- \phi_{ij}^{n+1}}{\Delta y} = L_y^- \phi^{n+1},$$

$$\text{где } u^+ = \frac{u + |u|}{2}, \quad u^- = \frac{u - |u|}{2}, \quad v^+ = \frac{v + |v|}{2}, \\ v^- = \frac{v - |v|}{2}.$$

Компоненты скорости потока u будем задавать на вертикальных гранях разностной ячейки, а компоненты скорости v – на горизонтальных гранях. Вторые производные аппроксимируем так:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_x \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \approx \tilde{\mu}_x \frac{\phi_{i+1,j}^{n+1} - \phi_{ij}^{n+1}}{\Delta x^2} - \\ - \tilde{\mu}_x \frac{\phi_{ij}^{n+1} - \phi_{i-1,j}^{n+1}}{\Delta x^2} = M_{xx}^- \phi^{n+1} + M_{xx}^+ \phi^{n+1};$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_y \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \approx \tilde{\mu}_y \frac{\phi_{i,j+1}^{n+1} - \phi_{ij}^{n+1}}{\Delta y^2} - \\ - \tilde{\mu}_y \frac{\phi_{ij}^{n+1} - \phi_{i,j-1}^{n+1}}{\Delta y^2} = M_{yy}^- \phi^{n+1} + M_{yy}^+ \phi^{n+1},$$

где L_x^+ , L_x^- , L_y^+ , L_y^- , M_{xx}^+ , M_{xx}^- , M_{yy}^+ , M_{yy}^- – условные обозначения разностных операторов.

С учетом этих обозначений разностный аналог уравнения (1) будет иметь вид

$$\frac{\phi_{ij}^{n+1} - \phi_{ij}^n}{\Delta t} + L_x^+ \phi^{n+1} + L_x^- \phi^{n+1} + L_y^+ \phi^{n+1} + \\ + L_y^- \phi^{n+1} + \sigma \phi_{ij}^{n+1} = (M_{xx}^+ \phi^{n+1} + M_{xx}^- \phi^{n+1} + \\ + M_{yy}^+ \phi^{n+1} + M_{yy}^- \phi^{n+1}) + q_{ij} \delta_{ij}.$$

Обозначим через δ_{ij} – число «1» или «0», в зависимости от того, расположен ли в данной ячейке источник загрязнения или нет. Значение q_{ij} равняется «размазанному» значению интенсивности источника загрязнения $q_{ij} = q_k / \Delta x / \Delta y$.

Расщепим решение данного разностного уравнения на 4 шага при интегрировании на временном интервале dt :

- на первом шаге $k = \frac{1}{4}$:

$$\frac{\varphi_{ij}^{n+k} - \varphi_{ij}^n}{\Delta t} + \frac{1}{2} (L_x^+ \varphi^k + L_y^+ \varphi^k) + \frac{\sigma}{4} \varphi_{ij}^k = \frac{1}{4} (M_{xx}^+ \varphi^k + M_{xx}^- \varphi^n + M_{yy}^+ \varphi^k + M_{yy}^- \varphi^n) + \sum_{l=1}^N \frac{\bar{q}_l}{4} \delta_l;$$

- на втором шаге $k = n + \frac{1}{2}$; $c = n + \frac{1}{4}$:

$$\frac{\varphi_{ij}^k - \varphi_{ij}^c}{\Delta t} + \frac{1}{2} (L_x^- \varphi^k + L_y^- \varphi^k) + \frac{\sigma}{4} \varphi_{ij}^k = \frac{1}{4} (M_{xx}^- \varphi^k + M_{xx}^+ \varphi^c + M_{yy}^- \varphi^k + M_{yy}^+ \varphi^c) + \sum_{l=1}^N \frac{\bar{q}_l}{4} \delta_l;$$

- на третьем шаге $k = n + \frac{3}{4}$; $c = n + \frac{1}{2}$:

$$\frac{\varphi_{ij}^k - \varphi_{ij}^c}{\Delta t} + \frac{1}{2} (L_x^+ \varphi^k + L_y^+ \varphi^k) + \frac{\sigma}{4} \varphi_{ij}^k = \frac{1}{4} (M_{xx}^- \varphi^c + M_{xx}^+ \varphi^{kc} + M_{yy}^- \varphi^k + M_{yy}^+ \varphi^c) + \sum_{l=1}^N \frac{\bar{q}_l}{4} \delta_l;$$

- на четвертом шаге $k = n + 1$; $c = n + \frac{3}{4}$:

$$\frac{\varphi_{ij}^k - \varphi_{ij}^c}{\Delta t} + \frac{1}{2} (L_x^- \varphi^k + L_y^- \varphi^k) + \frac{\sigma}{4} \varphi_{ij}^k = \frac{1}{4} (M_{xx}^- \varphi^c + M_{xx}^+ \varphi^{kc} + M_{yy}^- \varphi^c + M_{yy}^+ \varphi^k) + \sum_{l=1}^N \frac{\bar{q}_l}{4} \delta_l.$$

В данные разностные соотношения входит «возмущенный» коэффициент диффузии $\tilde{\mu}$ [4].

На каждом шаге расщепления неизвестное значение определяется по методу бегущего счета.

В случае разлития, выброса в атмосферу токсичных веществ возникает необходимость расчета количества загрязнителя G , попавшего на тот или иной объект ΔR (лес, поле и т. п.). Для оценки расчета этой величины, после оп-

ределения динамики поля концентрации загрязнителя, используется выражение

$$G = \int_{t_1}^{t_2} \iint_{\Delta R} \bar{\sigma} \varphi \, dx dy dt,$$

где $\bar{\sigma}$ – коэффициент, учитывающий аккумуляцию загрязняемым объектом [6; 2].

3. Результаты моделирования

На основе рассмотренной модели разностной схемы создан пакет программ «ВЫБРОС 2» (программы записаны на алгоритмическом языке FORTRAN-IV). Применение пакета программ для решения конкретной задачи рассматривается ниже.

Пример. Исходные данные: на участке железной дороги Днепродзержинск–Пятихатки произошла авария, в результате которой имел место аварийный разлив сниженного аммиака с образованием зоны разлива площадью S . Масса разлитого груза $M = 120$ т. Аварийные бригады прибыли на место аварии только спустя 5 часов, т.е. когда аммиак полностью уже перешел в газообразное состояние. По имеющимся данным процесс испарения завершился примерно через 1 час после разлива. Класс стабильности атмосферы D (по шкале Гиффорда-Пасквила), высота приземного слоя $H = 200$ м. По данным метеостанции – скорость ветра 2–3 м/с, направление ветра показано на рис. 1 стрелкой, азимут – 550. Осадков не было. Температура воздуха $t = 20$ °С. Схема размещения экологически значимых объектах показана на рис. 1.

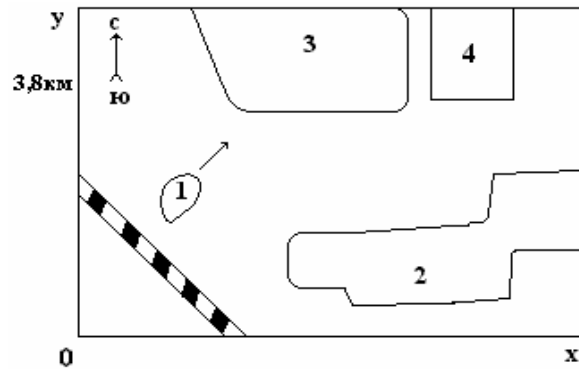


Рис. 1. Схема расчетной области:

1 – зона разлива аммиака; 2 – лес;
3 – сельскохозяйственные угодья (поле); 4 – сад

Требуется выполнить расчет динамики загрязнения атмосферы после аварии и оценить какое количество аммиака попало на конкретный экологически значимый объект. Результаты решения задачи показаны ниже.

На рис. 2–3 изображено поле концентрации аммиака в расчетной области для двух моментов времени после аварии, когда интенсивность загрязнения атмосферы и подстилающей поверхности обусловлены, в основном, миграцией первичного облака.

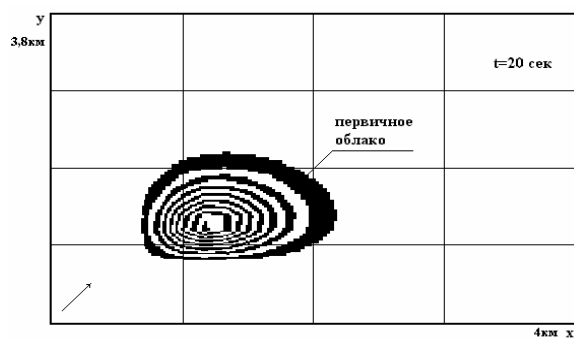


Рис. 2. Зона загрязнения атмосферы ($z = 50$ м) после аварийного разлива аммиака, $t = 20$ с

Из рис. 4 хорошо видно, что к моменту времени $t = 2880$ с после аварии, первичное облако уже ушло из расчетной области, а над поверхностью земли начинает активно формироваться зона загрязнения от разлитого на грунт аммиака.

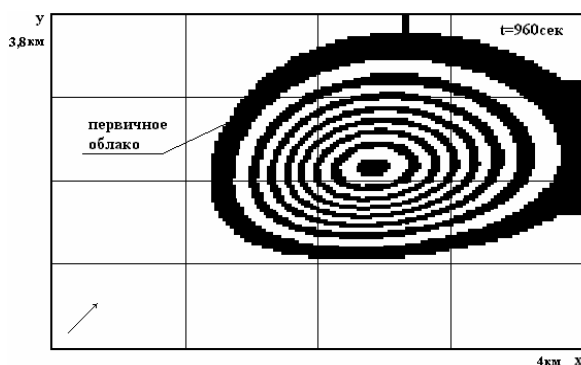


Рис. 3. Зона загрязнения атмосферы ($z = 50$ м) после аварийного разлива аммиака, $t = 960$ с

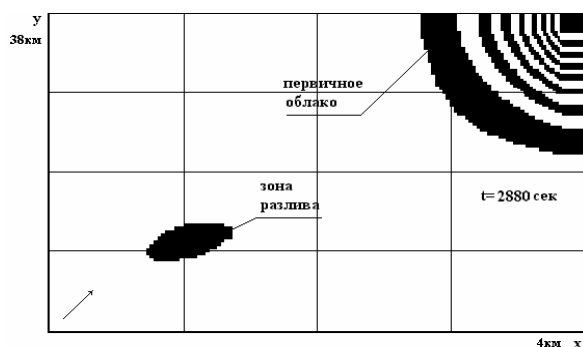


Рис.4. Зона загрязнения атмосферы ($z = 50$ м) после аварийного разлива аммиака, $t = 2880$ с

На рис. 5 показана зона загрязнения для момента времени $t = 3600$ с, что соответствует моменту когда заканчивается испарение аммиака от зоны

разлива на поверхности грунта. Видно, что зона загрязнения представляет собой шлейф, ориентированный по направлению ветра. Это приводит к интенсивному загрязнению сада и леса (см. рис. 1). Более четко это видно из табл., где в безразмерном виде показано, какое количество аммиака попало на конкретный экологически значимый объект, за определенный промежуток времени.

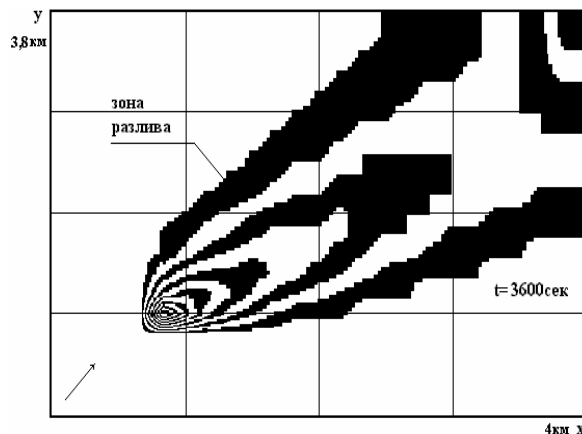


Рис. 5. Зона загрязнения атмосферы ($z = 50$ м) после аварийного разлива аммиака, $t = 3600$ с

Таблица

Безразмерное значение количества аммиака, попавшего на объект после аварии

$t, \text{с}$	480	1200	3600
поле	42	644	780
лес	58	$0,1 \cdot 10^5$	$0,3 \cdot 10^5$
сад	$0,2 \cdot 10^5$	$0,9 \cdot 10^5$	$0,1 \cdot 10^6$

Изолинии концентрации аммиака на рис. 6 соответствуют моменту времени $t = 4560$ с, т. е. периоду, когда испарение с поверхности земли прекратилось и облако аммиака, образовавшееся над зоной разлива, сносится ветровым потоком.

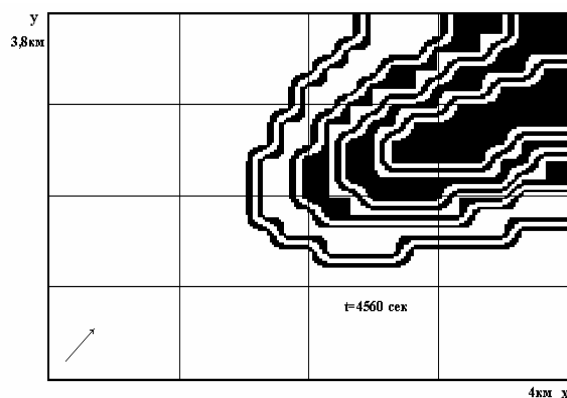


Рис. 6. Зона загрязнения атмосферы ($z = 50$ м) после аварийного разлива аммиака, $t = 4560$ с

На основе расчета данных, которые отражают количество аммиака, попавшего на конкретный объект (табл.) предлагается осуществить денежную оценку размера ущерба, нанесенного аварией. В этом случае денежная оценка ущерба может быть выражена соотношением (грн)

$$D = a \cdot K \cdot G,$$

где G – общее количество загрязнителя, попавшего на объект за время T , после аварийного выброса; K – коэффициент (грн), учитывающий экологическую значимость объекта; a – коэффициент, учитывающий опасность загрязнителя.

Таким образом, величина ущерба для каждого объекта может быть дифференцирована и научно обосновано определена.

Выводы

Разработанная компьютерная модель позволяет выполнить экспресс – расчет нестационарного процесса загрязнения атмосферы, подстилающей поверхности в случае разлива токсичных веществ, в том числе – и в случае перегретых жидкостей. Модель и созданная на ее базе методика позволяют оценить уровень загрязнения примыкающих объектов после аварии и на основе этой оценки выполнить расчет эколого-экономического ущерба. Время расчета составляет 3...5 с. Дальнейшее совершенствование модели необходимо осуществлять в направлении разработки универсального алгоритма, позволяющего учитывать влияние разнообразных метеорологических ситуаций (дождь, смена направления ветра) на процесс рассеивания токсичных веществ в атмосфере.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Аварии и катастрофы. Предупреждение и ликвидация последствий. Учебное пособие в 5-ти книгах / Под редакцией В. А. Котляревского и А. В. Забегаева. – М.: Изд-во АСВ, 2001. – 200 с.
2. Беляев Н. Н. Прогнозирование качества воздушной среды методом вычислительного эксперимента / Н. Н. Беляев, Е. Д. Коренюк, В. К. Хрущ – Д.: Наука и образование, 2000. – 208 с.
3. Бруцкий Е. В. Теория атмосферной диффузии радиоактивных выбросов. – К.: Институт гидромеханики НАН Украины, 2000. – 443 с.
4. Гринин А. С. Экологическая безопасность. Защита территории и населения при чрезвычайных ситуациях / А. С. Гринин, В. Н. Новиков. – М.: ФАИР-ПРЕСС, 2000. – 336 с.
5. Иванов Ю. А. Хранение и транспортировка жидкого аммиака / Ю. А. Иванов, И. И. Стижевский. – М.: Химия, 1991. – 80 с.
6. Згуровский М. З. Численное моделирование распространения загрязнения в окружающей среде / М. З. Згуровский, В. В. Скопецкий, В. К. Хрущ, Н. Н. Беляев. – К.: Наукова думка, 1997. – 368 с.
7. Мацак В. Г. Гигиеническое значение скорости испарения и давления пара токсических веществ, применяемых в производстве / В. Г. Мацак, Л. К. Хоцянов. – М.: Медгиз, 1959. – 231 с.
8. Плахотник В. Н. Природоохранная деятельность на железнодорожном транспорте Украины: проблемы и решения / В. Н. Плахотник, Л. А. Ярышкина, В. И. Сираков и др. – К.: Транспорт Украины, 2001.

Поступила в редколлегию 28.05.03.

ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ ЕРЛІФТА ДЛЯ ЦИРКУЛЯЦІЇ РОЗЧИНУ ПРИ ХІМІЧНОМУ ОЧИЩЕННІ ВІД НАКИПУ КОТЛА ДКВР-4/13

У статті наведено практичні дослідження з використання методу ерліфта для циркуляції розчину при хімічному очищенні від накипу котла ДКВР-4/13. Описані основні технологічні схеми методу. Доведено, що використання методу дозволяє знизити час хімічного промивання котла майже в 2 рази в порівнянні з існуючими методами та відпадає необхідність застосування потужних і дорогих насосів.

В статье приведены практические исследования по использованию метода эрлифта для циркуляции раствора при химическом очищении от накипи котла ДКВР-4/13. Описаны основные технологические схемы метода. Показано, что использование метода позволяет снизить время химического промывания котла почти в 2 раза в сравнении с существующими методами и отпадает необходимость применения мощных и дорогих насосов.

The article represents practical studies on using the method of airlift for circulations of solution in chemical cleaning of the caldron DKVR-4/13 from scum and describes the main technological schemes of the method. The authors show that application of the method allows reducing the time of chemical washing of the caldron nearly twofold in comparison with existing methods, and rids of the necessity of using powerful and expensive pumps.

У багатьох котельнях, що належать виробничим і комунальним підприємствам залізничного транспорту, установлені парові котли.

Відомо, що в результаті тривалої експлуатації котелень на внутрішніх поверхнях нагрівання котлів відбуваються відкладення накипу. Звичайно це зв'язано з незадовільною підготовкою води або аварійним живленням котлів хімічно необробленою водою. Відкладення на внутрішніх стінках опускних, екранних і кип'ятильних труб, колекторів і барабанів збільшують тепловий опір, тобто знижують коефіцієнт теплопередачі, що збільшує температуру газів, що відходять, і знижує економічність роботи котельної установки. Внутрішні відкладення можуть призвести до підвищення температури металу труб до меж, коли можливе їхнє аварійне перепалення через порушення циркуляції води. Особливо небезпечні скупчення відкладень на найбільш теплонапружених ділянках поверхонь нагріву (екрани в районі ядра факелу).

Для очищення внутрішніх поверхонь нагрівання котлів від накипу застосовують механічні, хімічні і комбіновані хіміко-механічні способи очищення.

Найбільш простим способом очищення є механічний, при якому очищення здійснюється із застосуванням шкребків, сталевих щіток, йоржів, механічних шарошок на гнучких валах, що приводяться в обертання електричними і пневматичними приводами. Механічний спосіб є найбільш тривалим і трудомістким процесом очищення. З досвіду виконання подібних робіт на котлі ДКВР-4/13 їхня тривалість складає 5...10 робочих днів залежно від попере-

дної підготовки внутрішніх поверхонь нагріву (кисотно-лужне виварення котла), якості інструментів і кваліфікації робітників. Роботи усередині барабанів трудомісткі, вимагають великих фізичних зусиль і є небезпечними через високу температуру (близько 40 °С), вологість, тісноту, небезпеку поразки електричним струмом і виконуються бригадою не менш двох чоловік по наряду-допуску. Цей спосіб є мало-ефективним, тому що не забезпечує повного видалення накипу у важкодоступних місцях поверхонь нагріву котлів.

Широке застосування при очищенні внутрішніх поверхонь нагріву котлів одержав хімічний спосіб, що полягає в розчиненні накипу інгібованими кислотами.

Характерним прикладом практичного застосування цього способу є розчинення карбонатного накипу соляною кислотою [4].



Взаємодія накипу з кислотою може відбуватися в режимі травлення і циркуляції.

При незначному шарі відкладень (до 1 мм) котел можна промивати в режимі травлення. При промиванні травленням з підігрівом розчину до 50...60 °С процес видалення накипу здійснюється звичайно 5...7 «хитань» (спуск мийного розчину і знову заповнення їм котла) при загальній тривалості 7–8 год. При промиванні без підігріву видалення накипу відбувається за 8...10 «хитань» при загальній тривалості 10...12 год [5]. Такий спосіб промивання здійснюється шляхом заповнення і спорожнювання

котла миючим розчином через продувні місця котла. Цей метод не застосовується широко в зв'язку зі складністю видалення відкладень, що відмиваються, з котла через продувні місця і через недостатню ефективність при підвищеному забрудненні поверхонь нагріву, а також у зв'язку з підвищеною корозією металу котла.

У теперішній час одним з основних способів видалення відкладень є циркуляційне промивання, для здійснення якого або монтуються стаціонарні спеціальні промивні установки з ємностями, трубопроводами і циркуляційними насосами [4], або використовуються мобільні промивні установки [5]. Циркуляційне промивання здійснюється по тракту: промивна установка – продувні трубопроводи котла – внутрішні поверхні нагріву – верхній барабан – промивна установка. Тривалість циркуляційного промивання з підігрівом розчину до 50...60 °С складає 7–8 год, при промиванні без підігріву – 12...14 год [5].

Відповідно до [2] товщина накипу на стінках труб котлів не повинна перевищувати 0,5 мм, що відповідає питомому забрудненню поверхні нагрівання менш 1400 г/м².

Найбільш розповсюдженими є відкладення, що складаються з карбонатів і окислів заліза. Згідно з [3–5] при забрудненні такими відкладеннями менш 1500 г/м² застосовуються соляна або сульфамінова кислоти, або конденсат низькомолекулярних органічних кислот (НМК). У разі більш складних відкладень із забрудненням більш 1500 г/м² застосовується соляна кислота з попереднім луженням розчинами їдкого натру, кальцінованої соди або їхньої суміші.

Забруднення котла і склад відкладень визначаються по аналізах п'яти зразків довжиною не менш 0,5 м, вирізаних із труб екранних поверхонь нагріву в районі пальників і конвективної частини.

Для видалення цих відкладень необхідна кількість промивного розчину Q_k (т) визначається за формулою [7]

$$Q_k = \frac{V C \gamma \alpha}{K}, \quad (1)$$

де Q_k – кількість реагенту, т; V – обсяг промивного контуру (сума обсягів котла, бака, трубопроводів), м³; C – необхідна концентрація реагентів у промивному розчині, %; γ – щільність промивного розчину, (приймається рівною 1 т/м³); $\alpha = 1,1–1,2$ – коефіцієнт запасу; K – зміст вихідного реагенту в технічному продукті, %.

Варто враховувати, що концентрація розчину кислоти не повинна перевищувати 5–6 %. Якщо концентрація промивного розчину виявляється більшою за припустиму, то робочою приймається 6 %, інша кількість кислоти в міру

зниження концентрації додається в розчин у процесі промивання.

Витрата реагентів, необхідних для нейтралізації промивних розчинів, розраховується відповідно до вимог [7].

Перераховані вище методи хімічних промивань котлів з використанням циркуляційних насосів не завжди прийнятні для невеликих котелень, тому що пересувних промивних установок, що знаходяться в експлуатації, практично не залишилося, а у випадку їхнього застосування необхідне одержання значної кількості дозволів. Монтаж установки для разового промивання котлів із застосуванням насосів великої потужності економічно недоцільний, оскільки після промивання вони стають непридатними для подальшої експлуатації, а придбання спеціальних насосів для малих котелень проблематично.

Нижче викладений метод ерліфта (повітряного підйомника) для циркуляції промивного розчину кислоти при проведенні хімічного очищення внутрішніх поверхонь парових котлів, випробуваний на котлі ДКВР-4/13. Принцип ерліфта [1] полягає в такому (рис. 1). В ерліфті стиснене повітря від компресора подається по трубопроводу 3, змішується з рідиною, утворюючи водно-повітряну емульсію, що піднімається по трубі 2. Змішування повітря з рідиною здійснюється в повітряній камері 4, що з'єднує труби. На поверхні газоподібну фазу емульсії від рідкої відокремлює сепаратор 1. Дія ерліфта заснована на врівноважуванні стовпа повітряно-рідинної емульсії стовпом краплинної рідини на підставі закону сполучених посудин.

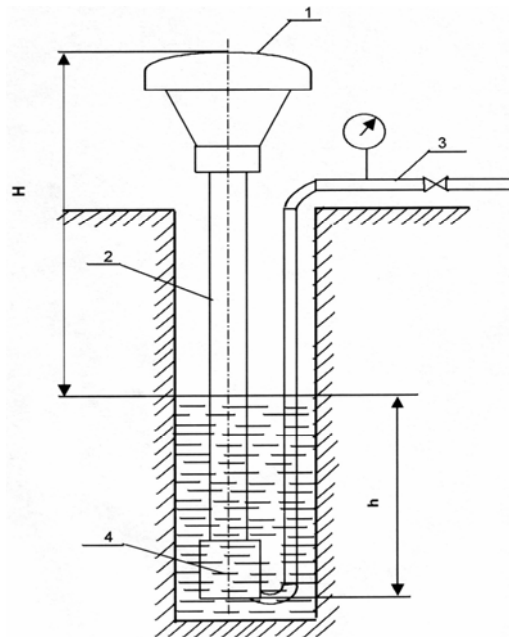


Рис. 1. Схема роботи ерліфта:
1 – сепаратор; 2 – труба для підйому рідини;
3 – труба для подачі повітря; 4 – повітряна камера

На схемі (рис. 2) показаний пристрій ерліфта для циркуляції промивного розчину при проведенні хімічного промивання котла ДКВР-4/13. В ємності промивного розчину кислоти готується 6 %-ний розчин соляної кислоти. Потім насосом для перекачування реагентів 6 або водоструминним апаратом

для пневмотранспорту рідини промивний розчин через патрубок власних потреб подається у верхній барабан котла 7. Котел заповнювався до рівня на 250 мм вище нижньої утворюючої верхнього барабана 7. Для контролю рівня передбачений трубопровід з водопробними кранами 5.

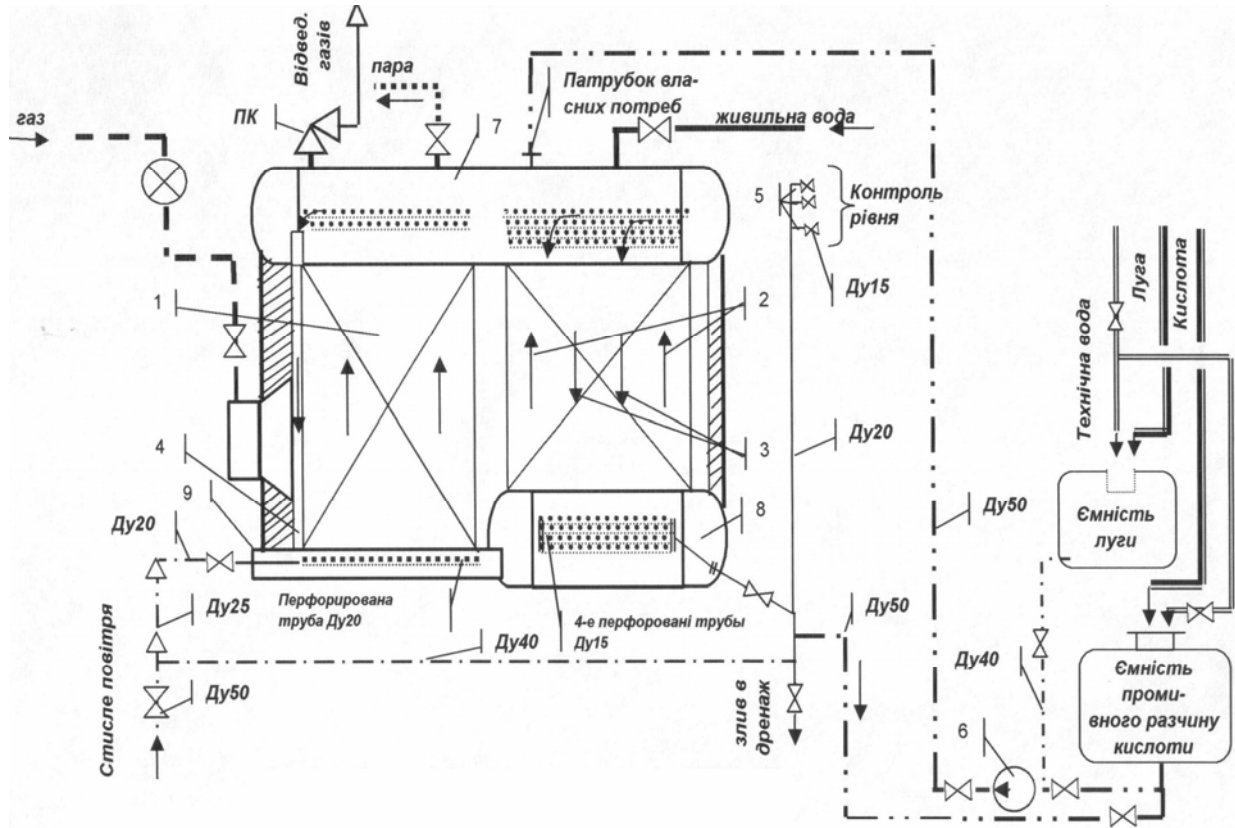


Рис. 2. Схема хімічного промивання котла ДКВР-4/13 методом ерліфта:

1 – бокові екранні труби; 2 – підйомні труби конверторного пучка (8 рядів);

3 – опускні труби конверторного пучка (12 рядів); 4 – опускні труби котла; 5 – водопробні крани;

6 – насос перекачки реагентів Х50-32-125Д; 7 – верхній барабан; 8 – нижній барабан; 9 – нижні колектори

Для створення циркуляції розчину в котлі застосований принцип природної циркуляції води: піднімальні труби – всі екранні 1 – 60 шт. і частина конвективних 2 – 128 шт., опускні труби – опускні 4 труби $\varnothing 140 \times 4,5$ мм між верхнім барабаном 7 і нижніми колекторами 9 – 2 шт. і частина конвективних 3 – 192 шт.

Виходячи з необхідності створення швидкості промивного розчину в трубах, яка б дорівнювала не менш 0,3 м/с [3], були розраховані витрати в піднімальних і опускних трубах і відповідно визначена кількість повітря V_B (м³/год), необхідного для роботи ерліфта з [6]

$$V_B = \frac{\gamma H}{\eta_e P_1 \ln \frac{P_2}{P_1}}, \quad (2)$$

де γ – щільність промивного розчину, кг/м³; Q – витрата розчину в трубах, м³/год.; H – висота, на яку потрібно підняти рідину, м; P_1 – кінцевий тиск повітря, рівний атмосферному, кгс/см²; P_2 – тиск, що створюється компресором, кгс/см²; $\eta_e = 0,6$ – середній ККД ерліфта.

Визначивши необхідну кількість подаваного повітря по контурах, знаходимо діаметри повітропроводів і діаметри отворів (сопел) ерліфта. Витрата повітря для промивання котла ДКВР-4/13 методом ерліфта складає 1,75 м³/хв.

Для монтажу трубопроводів (рис. 2) були розроблені вузли ерліфта в нижніх колекторах 9 котла (рис. 3) і в нижньому барабані 8 котла (рис. 4). На рис. 2 показаний пристрій ерліфта в одному колекторі, у другому колекторі ідентично.

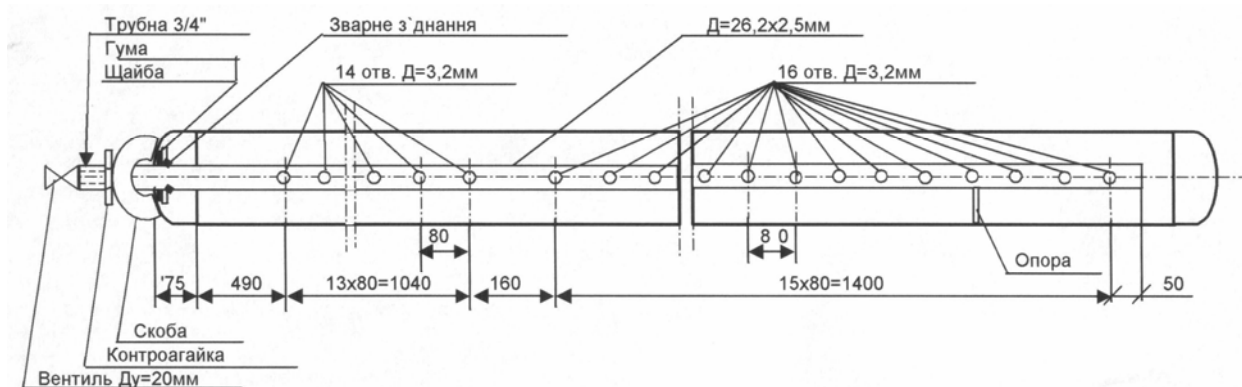


Рис. 3. Пристрій ерліфта в нижніх колекторах котла ДКВР-4/13

Подача повітря в труби екраних поверхонь нагріву забезпечувалася двома перфорованими трубами $d_y = 20$ мм довжиною по 3,0 м з отворами діаметром 3,2 мм по 30 шт. на кожній із кроком, що відповідає кроку екраних труб. Перфоровані труби розташовувалися в нижніх колекторах 9 котла. Наприкінці кожної труби були приварені опори для утримання їх у горизонтальному положенні. Замість лючків до труб приварені шайби, по розмірах посадкових

місць, демонтованих лючків нижніх колекторів 9. Ущільнення місця установки труби забезпечувалося кислотостійкою гумою, яка установлювалась між колектором 9 і шайбою. Щільність досягалася скобою, притиснутою до колектора контргайкою по різьбленню 3/4 дюйма, нарізаному на зовнішньому кінці повітряної труби. Для регулювання подачі повітря, на кожній перфорованій трубі установлені вентилі $d_y = 20$ мм (див. рис. 2 і 3).

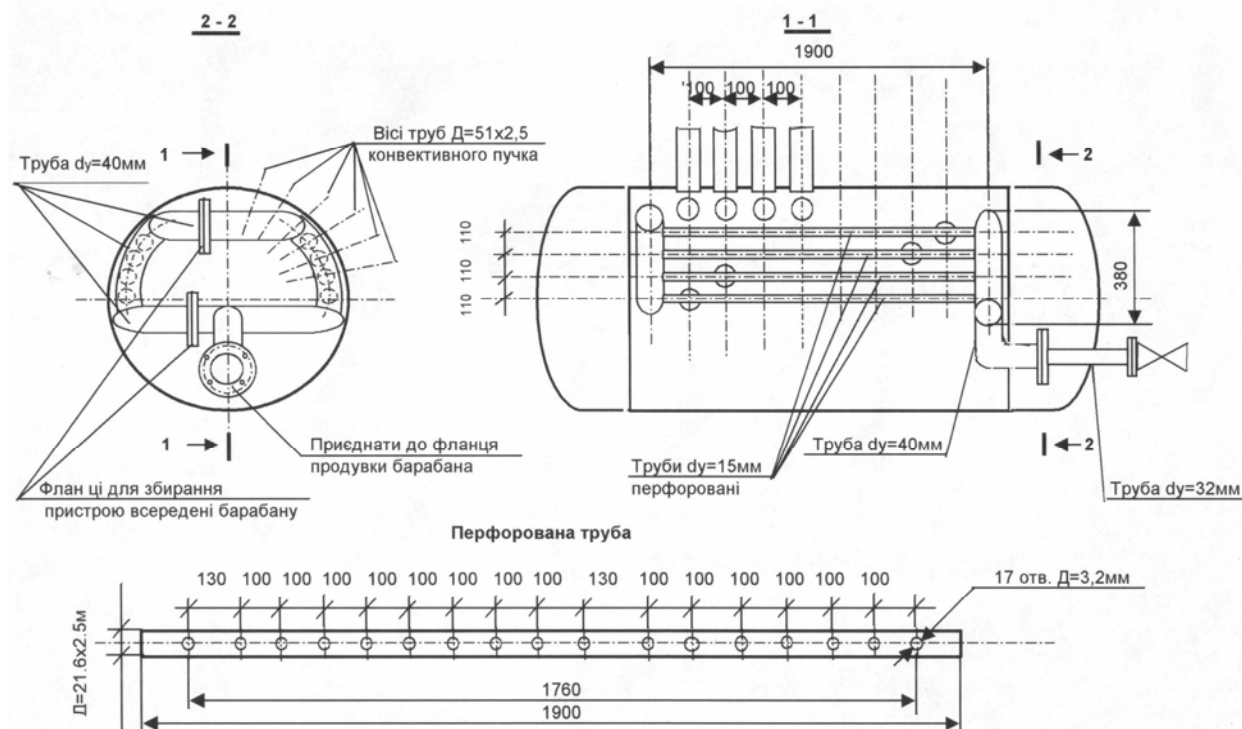


Рис. 4. Пристрій ерліфта в нижньому барабані котла ДКВР-4/13

Пристрій ерліфта в нижньому барабані котла показаний на рис. 4. Подачу повітря в чотири ряди труб від горизонтальної осі нижнього барабана 8 по верхній утворюючій із двох боків забезпечували дві конструкції, виготовлені з чотирьох рядів труб $d_y = 15$ мм, об'єднаних

з обох кінців колекторами з труб $d_y = 40$ мм. Колектори вигнуті по радіусу барабана, щоб відстані від перфорованих труб до кінців труб конвективного пучка 2 були однакові. Ряди перфорованих труб приварені до колекторів по осях рядів труб конвективного пучка 2. Отвори

діаметром 3,2 мм у перфорованих трубах просвердлені з кроком, що відповідає кроку труб конвективного пучка. Колектори об'єднані між собою трубами $d_y = 40$ мм на зварюванні. Для зручності монтажу конструкції ерліфта на трубах, що з'єднує колектори, установлені фланці. Близький до люка барабана колектор з'єднаний трубою $d_y = 40$ мм із фланцем продувного трубопроводу (на місце демонтованої перфорованої труби періодичної продувки нижнього барабана). Повітря на ерліфт нижнього барабану підведене до трубопроводу його періодичної продувки (див. рис. 2 і 4).

Після збирання деталей ерліфта, котел був заповнений промивним розчином, після чого було подане повітря в нижні колектори і нижній барабан котла. У результаті хімічного промивання було відзначено більш якісне очищення внутрішніх поверхонь нагрівання котла за рахунок дії хімічної реакції і механічного руйнування накипу в результаті дії поверхневого натягу повітряних пухирців.

Хімічне промивання котла продовжувалося протягом 5 год. Закінчення промивання було визначено по стабілізації кислотності промивного розчину. Після закінчення хімічного промивання казана розчин був повернутий у ємність готування промивного розчину і нейтралізований, після чого злитий і утилізований. Водно-лужне промивання котла зроблене протягом однієї години.

У результаті проведених робіт із застосуванням методу ерліфта можна зробити такі висновки:

1. Час хімічного промивання котла знизився майже в 2 рази у порівнянні зі схемами травлення і циркуляції промивного розчину насосами.

2. Запірна арматура на трубопроводах періодичної продувки котла для циркуляції промивного розчину не використовується, як це передбачається при хімічних промиваннях методами травлення і циркуляції, що знижує вартість системи та підвищує її надійність

3. Відпадає необхідність застосування потужних і дорогих насосів, тому що для циркуляції промивного розчину досить звичайного пересувного компресора, споживана потужність якого в 3–4 рази нижче потужності, споживаної насосом.

БІБЛЮГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Багдасаров В. Г., Теория, расчет и практика эрглаифт, – М.–Л., 1947.
2. ДНАОП 0.0-1.08-94 Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных казанів. – К., 1994. – 200 с.
3. Типичная инструкция по эксплуатационным химическим очищениям водогрейных котлов. – М.: Союзтехэнерго, 1980. – 29 с.
4. Маргулова Т. Х. Химические очищения теплоэнергетического оборудования. – М.: Энергия, 1969. – 224 с.
5. Кострикин Ю. М. Мещерский Н. А. Коровина О. В. Водоподготовка и водный режим энергообъектов низкого и среднего давления. Справочник. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 254 с.
6. Черкасский В. М. Насосы. Компрессоры. Вентиляторы. – М.: Энергия, 1977. – 424 с.
7. Нормы затраты реагентов для предпусковых и эксплуатационных химических очищений теплоэнергетического оборудования электростанций. НР 34-70-068-83., 1983. – 36 с.

Надійшла до редколегії 02.06.04.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОБЛАСТИ ДОПУСТИМЫХ УПРАВЛЕНИЙ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПАССАЖИРСКОГО ПОЕЗДА

Наведена методика визначення координат граничної тягової характеристики пасажирських електровозів для виконання тягових розрахунків у задачах оптимізації параметрів номінального режиму тягового рухомого складу.

Представлена методика определения координат предельной тяговой характеристики пассажирских электровозов для производства тяговых расчетов в задачах оптимизации параметров номинального режима тягового подвижного состава.

The paper suggests a technique of determination of coordinates of passenger electric locomotives marginal tractive characteristic for carrying out traction calculations in solving the problems of parameters optimization of tractive rolling stock's nominal mode.

Основная задача транспорта – полное и своевременное удовлетворение потребностей народного хозяйства и населения в перевозках.

В связи с тем, что большая часть электроподвижного состава железных дорог Украины физически и морально устарела, необходимо обновление подвижного состава, а это требует больших капитальных вложений. Чтобы избежать приобретения малоэффективного подвижного состава, необходима разработка методик, позволяющих определять оптимальные значения основных параметров электровозов, для заданных условий работы железнодорожного направления.

Такие методики базируются на результатах оптимизации тяговых расчетов [1] и требуют установления ограничений области допустимых управлений – силы тяги и торможения или, иначе говоря, решения задачи по определению координат так называемой предельной тяговой характеристики [2] и ограничения тормозной силы поезда на заданном интервале скорости.

При решении этой задачи на перспективу ее особенность заключается в том, что параметры электровоза (пусковая скорость и пусковая сила тяги) неизвестны. В настоящей статье задача определения области ограничений допустимых управлений решается применительно к пассажирским электровозам.

Рассматривая поезд как твердое тело с массой, сосредоточенной в центре его тяжести и используя регламентированные правилами тяговых расчетов [3] единицы измерения физических величин, уравнение движения можно представить в виде

$$v \frac{dv}{ds} = \xi [v - b_t(v) - w_o(v) - i(s)], \quad (1)$$

где ξ – размерный коэффициент, значение которого зависит от принятых единиц измерения физических величин; w_o – удельное основное сопротивление движению поезда; f_k – удельная сила тяги электровоза; b_t – удельная тормозная сила поезда; $i(s)$ – продольный профиль железнодорожной линии.

Далее будем считать заданными:

- пусковую скорость v_n ;
- значение ускорения при достижении пусковой скорости и движении поезда на площадке (a_n);
- значение ускорения при достижении максимальной скорости и движении поезда на площадке ($a_{o, \text{зад}} = 0,05 \text{ м/с}^2$);
- массу состава Q и продольный профиль железнодорожной линии.

Как видно из формулы (1), при заданном $i(s)$ для производства тяговых расчетов необходимо установить область определения управляющих параметров $\bar{b}_k(v)$, $\bar{f}_k(v)$ и $w_o(v)$.

Тормозная сила поезда может принимать следующие значения:

$$0 \leq b_k \leq \bar{b}_k, \quad (2)$$

где $\bar{b}_k$ – предельное значение тормозной силы, определим как [3]:

$$\bar{b}_k = 1000 \vartheta_p \varphi_{k,p}, \quad (3)$$

где ϑ_p – расчетный тормозной коэффициент, определяемый действующими тормозными

нормативами; $\varphi_{к.р}$ – расчетный коэффициент трения тормозных колодок.

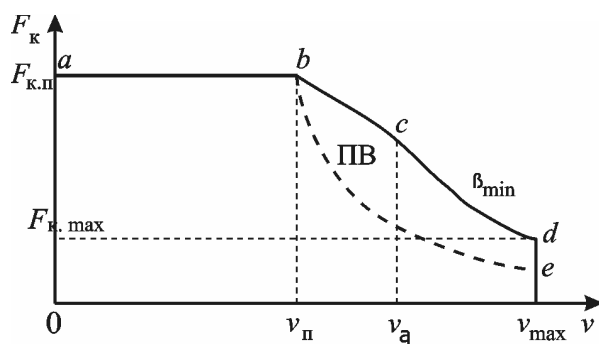
Сила тяги электровоза удовлетворяет условию

$$0 \leq f_k(v) \leq \bar{f}_k(v), \quad (4)$$

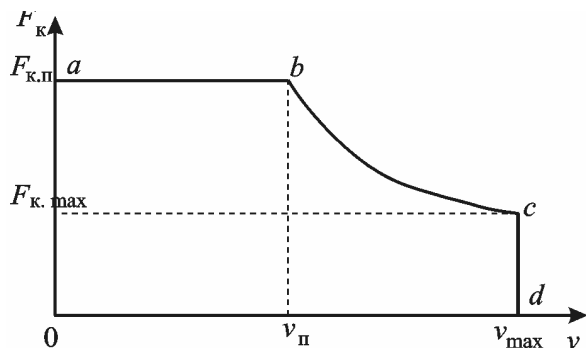
где $\bar{f}_k(v)$ – представляет собой предельную тяговую характеристику электровоза в удельных единицах.

Рассмотрим возможный порядок определения координат предельной тяговой характеристики пассажирского электровоза.

Предельные тяговые характеристики пассажирских электровозов с тяговыми двигателями постоянного тока и с асинхронным тяговым приводом, с двухзонным регулированием мощности, показаны на рис. 1.



а)



б)

Рис 1. Предельная тяговая характеристика пассажирского электровоза:
а) с ТЭД постоянного тока; б) с асинхронными ТЭД

На интервале скорости $[0; v_{п}]$ сила тяги ограничена максимальным допустимым током тяговых двигателей (отрезок ab).

Интервал $[v_{п}; v_{α}]$ (рис. 1, а, линия bc) или $[v_{п}; v_{max}]$ (рис. 1, б, линия bc) соответствует реализации постоянной мощности, равной мощности при пусковой скорости $v_{п}$. При использовании коллекторных тяговых двигателей участок bc обеспечивается за счет регулирования

возбуждения. Предельная сила тяги на участке cd интервала $[v_{п}; v_{α}]$ (рис. 1, а) определяется степенью ослабления возбуждения и насыщения магнитной цепи машины. Для тяговых двигателей постоянного тока отношение $\alpha = v_{α}/v_{п}$ составляет $1,25 \dots 1,5$, а для наиболее современных двигателей с ослаблением магнитного потока до $25 \dots 30 \%$ от его значения при полном возбуждении достигает $1,6$ [4; 5]. Для электровозов, эксплуатируемых на железных дорогах стран СНГ, этот показатель составляет $1,36 \dots 1,46$ (табл. 1).

Участок cd (рис. 1, а) тяговой характеристики определяется допустимой по коммутации степенью ослабления возбуждения.

Силу тяги электровоза в период пуска ($0 \leq v \leq v_{п}$) определим из условия реализации на горизонтальном участке пути ($i = 0 \%$) заданной величины пускового ускорения $a_{п}$ в виде

$$F_{к.п} = (P + Q) [w_{о.п} + i + 102a_{п}(1 + \gamma)], \quad (5)$$

где P, Q – масса электровоза и состава; $w_{о.п}$ – основное удельное сопротивление движению поезда при скорости равной пусковой; $a_{п}$ – пусковое ускорение при скорости равной пусковой, реализуемое на площадке (согласно [4–7] $a_{п} = 0,4 \dots 0,6$ м/с²); $1 + \gamma$ – коэффициент инерции вращающихся частей.

Таблица 1

Значения коэффициента $\alpha = v_{α}/v_{п}$

Электровоз	Параметр		
	$v_{п}$, км/ч	$v_{α}$, км/ч	α
ЧС2	80,3	115,3	1,436
ЧС3	65,5	89,0	1,359
ЧС7	77,0	104,8	1,361
ЧС200	128,0	182,0	1,422
ЧС4	86,5	126,5	1,462
ЧС8	84,5	121,8	1,441

В выражении (5) фигурирует масса электровоза P . Ее целесообразно определить из условия реализации $F_{к.п}$, ограниченной максимально допустимой силой сцепления, то есть из равенства

$$F_{к.п} = F_{сц.п}, \quad (6)$$

где $F_{сц.п}$ – максимально допустимая сила сцепления при пусковой скорости.

Так как сила сцепления

$$F_{\text{сц.п}} = 1000P\psi_{\text{к.п}}, \quad (7)$$

где $\psi_{\text{к.п}}$ – расчетный коэффициент сцепления при пусковой скорости, то необходимая для реализации заданного значения $a_{\text{п}}$ масса электровоза

$$P = F_{\text{к.п}} / 1000\psi_{\text{к.п}} \quad (8)$$

или с учетом (5)

$$P = \frac{Q[w''_{\text{о.п}} + w_{\text{п.г.п}} + i + 102a_{\text{п}}(1 + \gamma)]}{1000\psi_{\text{к.п}} - [w'_{\text{о.п}} + i + 102a_{\text{п}}(1 + \gamma)]}, \quad (9)$$

где $w''_{\text{о.п}}$, $w'_{\text{о.п}}$ – основное удельное сопротивление движению при пусковой скорости соответственно состава и электровоза в режиме тяги; $w_{\text{п.г.п}}$ – удельное сопротивление движению от подвагонных генераторов при пусковой скорости.

В расчетах удобно выразить массу электровоза через массу состава в виде

$$P = k_p Q. \quad (10)$$

Коэффициент k_p в последнем выражении, как можно видеть из (9) и (10), равен

$$k_p = \frac{[w''_{\text{о.п}} + w_{\text{п.г.п}} + i + 102a_{\text{п}}(1 + \gamma)]}{1000\psi_{\text{к.п}} - [w'_{\text{о.п}} + i + 102a_{\text{п}}(1 + \gamma)]}. \quad (11)$$

Сила тяги на участке ab с учетом (10) может быть определена по формуле

$$F_{\text{кп}} = [w_{\text{о.п}} + i + 102a_{\text{п}}(1 + \gamma)](1 + k_p)Q. \quad (12)$$

Участок bc предельной тяговой характеристики определяется, исходя из условия реализации на интервале $[v_{\text{п}}; v_{\alpha}]$ или $[v_{\text{п}}; v_{\text{max}}]$ (для электровоза с асинхронными тяговыми двигателями) постоянной мощности, и описывается выражением

$$F_{\text{к}(bc)}(v) = F_{\text{к.п}} \frac{v_{\text{п}}}{v}. \quad (13)$$

В области ограничения силы тяги условиями коммутации тяговых двигателей координаты предельной тяговой характеристики можно определить с помощью универсальных характеристик $F_{\text{к}}^*(v^*)$ [2], которые представляют собой зависимости максимальной допустимой силы тяги в области cd (см. рис. 1, а) от скорости движения, сила тяги и скорость выражены

соответственно в единицах силы тяги $F_{\text{к}\infty}$ и скорости v_{∞} длительного режима.

Как показал анализ, предельные тяговые характеристики могут быть представлены одним из следующих выражений:

$$F_{\text{к}}^* = \frac{1}{a_0 + a_1 v^* + a_2 v^{*2}}, \quad (14)$$

$$F_{\text{к}}^* = a_0 + \frac{a_1}{v^*} + \frac{a_2}{v^{*2}}, \quad (15)$$

$$F_{\text{к}}^* = \frac{1}{a_0 + a_1 v^*}, \quad (16)$$

$$F_{\text{к}}^* = \frac{a_0}{v^* - a_1} - a_2. \quad (17)$$

Таблица 2

Значения коэффициентов в формулах (14)–(17)

Тип ЭПС	Номер формулы	a_0	a_1	a_2	Объясняемый разброс
Постоянного тока	(14)	0,036	–1,420	2,353	99,6
	(15)	1,686	–4,990	4,350	99,3
	(16)	–2,230	3,235	–	98,7
	(17)	0,439	0,638	0,190	99,5
Переменного тока	(14)	1,852	–4,560	3,703	99,7
	(15)	0,068	–0,833	1,763	99,6
	(16)	–1,560	2,610	–	97,1
	(17)	0,943	0,400	0,573	99,5

Значения коэффициентов в формулах (14)–(17) приведены в табл. 2. Они получены в результате аппроксимации тяговых характеристик электровозов ЧС2, ЧС4, ЧС7, ЧС8 в диапазоне скоростей движения $v^* = 0,6 \dots 1,82$. Как видно из данных табл. 2, каждому выражению соответствует высокая доля объясняемого разброса.

Необходимо также подчеркнуть, что зависимости (14)–(17) допустимо использовать только на том интервале относительной скорости, которому соответствуют исходные данные, используемые при аппроксимации.

Таким образом, воспользовавшись одним из выражений для определения универсальной тяговой характеристики, координаты предельной тяговой характеристики в области ограничения по коммутации (см. рис. 1, а) определим как

$$F_{\text{к}(cd)} = F_{\text{к}}^*(v^*) \frac{F_{\text{к}\infty}}{\beta_{\text{min}}}, \quad (18)$$

где $F_{к\infty}$ – сила тяги длительного режима; $\beta_{\min}$ – наибольшая степень ослабления возбуждения тяговых двигателей.

Для определения координат предельной тяговой характеристики на участке cd введем в рассмотрение коэффициенты

$$k_f = \frac{F_{к.п}}{F_{к\infty}} \quad \text{и} \quad k_v = \frac{v_{п}}{v_{\infty}}, \quad (19)$$

которые определяют соответственно степень перегрузки электровоза в период пуска по силе тяги и отношение пусковой скорости к скорости номинального режима. На основании анализа тяговых характеристик электровозов с двигателями постоянного тока (табл. 3) коэффициент k_f может быть принят равным 1,6...1,7, а коэффициент k_v – 0,8...0,9.

Таблица 3

Значения коэффициентов k_f и k_v		
Электровоз	k_f	k_v
ЧС2	1,985	0,832
ЧС2т	1,731	0,863
ЧС3	1,588	0,879
ЧС200	1,429	0,934
ЧС7	1,783	0,877
ВЛ60пк	1,858	0,781
ЧС4	1,646	0,812
ЧС8	1,733	0,815

С учетом (19) выражение (18) можно преобразовать к виду

$$F_{к(cd)} = F_{к}^* \left(k_v \frac{v}{v_{п}} \right) \frac{F_{к.п}}{k_f \beta_{\min}}. \quad (20)$$

Чтобы установить выражения, для определения отдельных участков предельной тяговой характеристики в удельных единицах, разделим правую часть (5) на $(P+Q)$. Получим зависимость $\bar{f}_{к}(v)$ для участка ab в виде

$$\bar{f}_{к.п} = w_{о.п} + i + 102a_{п}(1+\gamma). \quad (21)$$

Далее на основании (13) и (20) имеем:

$$\bar{f}_{к(bc)}(v) = f_{к.п} \frac{v_{п}}{v}, \quad (22)$$

$$\bar{f}_{к(cd)}(v) = F_{к}^* \left(k_v \frac{v}{v_{п}} \right) \frac{f_{к.п}}{k_f \beta_{\min}}. \quad (23)$$

Из выражений (21)–(23) следует, что предельная тяговая характеристика в удельных единицах $\bar{f}_{к}(v)$ является функцией скорости и двух параметров $a_{п}$ и $v_{п}$.

Тяговый подвижной состав для скоростного движения должен обеспечивать возможность достижения максимальной скорости движения $v_{\max}$. Для этого необходимо, чтобы в зоне высоких скоростей обеспечивалось остаточное ускорение. На основании опыта эксплуатации электропоезда ЭР200 [7] его можно принять равным $0,05 \text{ м/с}^2$. Кроме того, определяя координаты предельной тяговой характеристики с исходными $a_{п}$ и $v_{п}$, необходимо обеспечить выполнение условия

$$a_o \geq 0,05, \quad (24)$$

где a_o – остаточное ускорение поезда при максимальной скорости на $i = 0 \text{ ‰}$.

Значение a_o определяется выражением

$$a_o = \frac{F_{к}^* \left(k_v \frac{v_{\max}}{v_{п}} \right) \frac{f_{к.п}}{k_f \beta_{\min}} - w_{о.\max}}{102 (1+\gamma)}, \quad (25)$$

где $w_{о.\max}$ – основное сопротивление движению поезда при скорости равной $v_{\max}$.

В случае, когда условие (24) не выполняется, следует определить координаты предельной тяговой характеристики электровоза при другом значении $v_{п}$ или $a_{п}$.

Основное сопротивление движению определим как:

- для режима тяги

$$w_o(v) = \frac{k_p w'_o(v) + [w''_o(v) + w_{п.г}(v)]}{1 + k_p}; \quad (26)$$

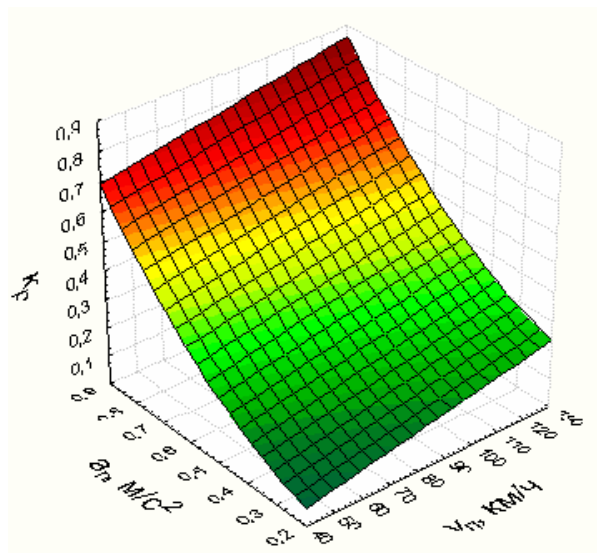
- для режима выбега

$$w_x(v) = \frac{k_p w'_x(v) + [w''_o(v) + w_{п.г}(v)]}{1 + k_p}, \quad (27)$$

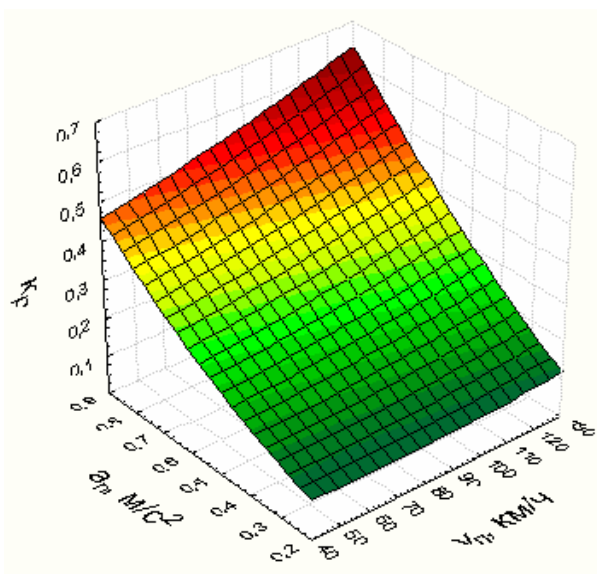
где $w'_o(v)$ и $w'_x(v)$ – удельное основное сопротивление движению электровоза в режиме тяги и выбега соответственно; $w''_o(v)$ – удельное основное сопротивление движению состава; а $w_{п.г}(v)$ – удельное сопротивление движению состава от подвагонных генераторов.

Входящий в (26) и (27) коэффициент k_p можно определить с помощью предложенного выше выражения (11). Анализ данного выраже-

ния показал, что определяющими величину k_p параметрами являются пусковая скорость v_n и ускорение при пуске a_n (рис. 2). Значение k_p не зависит от величины уклона, так как задача решается исходя из условия реализации заданного пускового ускорения на площадке.



а)



б)

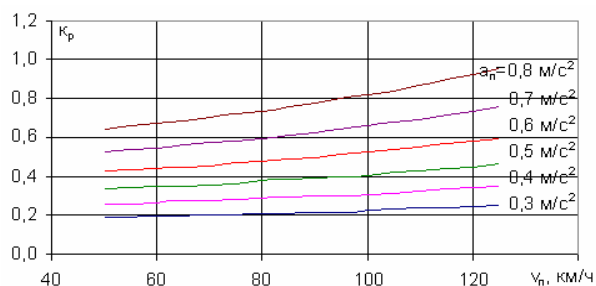
Рис. 2. Зависимость $k_p(v_n, a_n)$:

а) для электровозов переменного тока с коллекторными ТЭД; б) для электровозов с асинхронными тяговыми двигателями

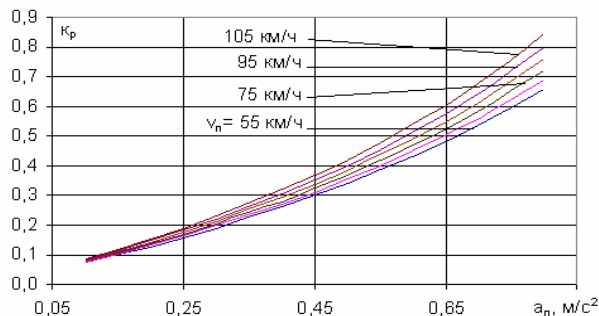
Таким образом, k_p является функцией двух переменных – v_n , a_n . Характер этой функции иллюстрирует рис. 2.

О степени влияния каждого аргумента можно судить по данным рис. 3. Из этих рисунков

видно, что k_p зависит от v_n линейно, а от a_n k_p зависит в большей степени.



а)



б)

Рис. 3. Анализ зависимости $k_p(v_n, a_n)$

для ЭПС постоянного тока:

а) зависимость $k_p(v_n)$; б) зависимость $k_p(a_n)$.

Анализ показал, что с достаточной для практических расчетов точностью зависимость $k_p(v_n, a_n)$, определенную по выражению (11), можно аппроксимировать трехчленом вида

$$k_p = b_0 + b_1 v_n + b_2 a_n^2. \quad (28)$$

Значения коэффициентов b_0 , b_1 и b_2 приведены в табл. 4.

Таблица 4

Значения коэффициентов формулы (28)

Тип ЭПС	b_0	b_1	b_2	Объясняемый разброс
Постоянного тока	-0,061	0,0022	1,0146	98,2
Переменного тока	-0,044	0,0019	0,8171	98,1
С асинхронными ТЭД	0,009	0,0011	0,5704	98,7

В заключение отметим, что при принятом выше подходе к определению массы тягового средства она, как и масса состава не фигурирует в уравнении движения как параметр, по-

этому для конкретной железнодорожной линии, т. е. при заданной зависимости $i(s)$, в рассматриваемой задаче при производстве тяговых расчетов кривая скорости $v(s)$ определяется только режимом ведения поезда и принятой величиной пусковой скорости и пускового ускорения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гетьман Г. К. Определение оптимальной по минимуму расхода энергии на движение поезда мощности локомотива // Математичне моделювання в інженерних та економічних задачах транспорту: Зб. наук. пр. – Д.: Січ, 1999. – С. 177–182.
2. Розенфельд В. Е. Теория электрической тяги / В. Е. Розенфельд, И. П. Исаев, Н. Н. Сидоров. – М.: Транспорт, 1983. – 328 с.
3. Правила тяговых расчетов для поездной работы. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.
4. Высокоскоростное пассажирское движение (на железных дорогах) / Под ред. Н. В. Колодяжного – М.: Транспорт, 1976. – 416 с.
5. Бешева Н. И. Местное пассажирское движение на электрифицированных линиях. – М.: Транспорт, 1965. – 224 с.
6. Справочник по электроподвижному составу, тепловозам и дизель-поездам / Под ред. А. И. Тищенко. Т. 1. – М.: Транспорт, 1976. – 432 с.
7. Исследование высокоскоростного электропоезда ЭР200 / Под ред. В. Г. Иноземцева. Сб. науч. тр. – М.: Транспорт, 1985. – 83 с.

Поступила в редколлегию 13.02.04.

ФАКТОР ИЗНОСА ГРЕБНЕЙ ПРИ БОКСОВАНИИ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ В КРИВОЙ

Наводиться методика оцінювання показника зносу гребенів при боксуванні колісної пари локомотива в кривій ділянці колії.

Приводится методика оценки показателя износа гребней при боксовании колесной пары локомотива в кривом участке пути.

The paper suggests a technique of estimation of wheel flange wear in locomotive wheelset skidding in negotiations of curves.

Проблема сверхнормативного износа гребней колес подвижного состава и боковых граней рельсов остается одной из наиболее острых на железнодорожном транспорте. Несмотря на давность проблемы и большой объем теоретических и экспериментальных исследований, проведенных в данной области, остается нерешенным ряд вопросов, одним из которых является взаимосвязь интенсивности износа гребней и условий сцепления.

Традиционно снижение сцепных качеств локомотивов и боксование колесных пар связывается с ростом проката. Результирующее скольжение поверхности катания при боксовании увеличивается, по сравнению с нормальными условиями, в сотни раз. Не менее существенна при боксовании и степень увеличения скольжения гребня. Учитывая, что при боксовании практически всегда применяется песок, на порядок повышающий интенсивность износа [1], ухудшение условий сцепления в кривых может быть одним из определяющих факторов в формировании износа гребней.

Особенность изнашивания гребней колесной пары при боксовании заключается, прежде всего, в нестационарности самого режима боксования. Весь процесс боксования в условиях эксплуатации локомотива можно разделить на две зоны. В первой зоне за счет положительного избыточного момента происходит нарастание скорости скольжения колесной пары. Во второй зоне происходит снижение скорости скольжения за счет уменьшения тягового момента или увеличения момента сцепления. В реальных условиях процесс боксования может протекать при различных сочетаниях величин моментов тяги и сцепления. На рис. 1 приведены характеристики данных моментов для случая, когда боксование вызвано начальным

разбалансом тягового момента M и момента сцепления $M_{сц}$ и развивается при неизменном положении характеристики сцепления. Здесь необходимо отметить, что зачастую в реальных условиях снижение момента сцепления бывает кратковременным, провоцирующим боксование (разгрузка колесной пары, наезд на масляное пятно), а дальнейшее его развитие определяется различием в жесткости характеристик тяги и сцепления. Однако анализ процесса такого характера требует наличия большого количества исходных условий и является предметом отдельного исследования.

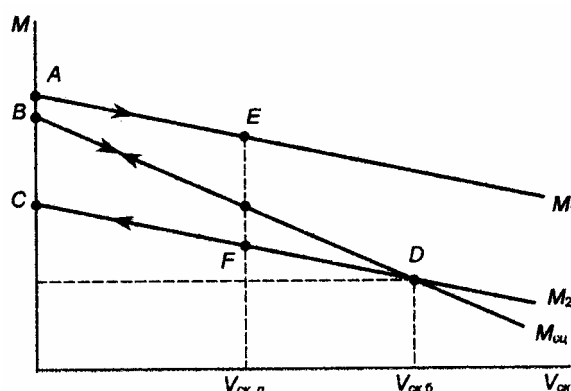


Рис. 1

Процессы боксования, развивающиеся при неизменном положении характеристики сцепления, также имеют место в эксплуатации и более просты в анализе.

Касаясь характеристик, приведенных на рис. 1, отметим, что зона упругого скольжения характеристики сцепления не показана с целью упрощения рисунка. Такое упрощение не повлияет на результат решения задачи, заключающейся в определении показателя износа гребней колес при боксовании. Будем считать точку B вершиной характеристики сцепления, а вертикальный отрезок OB — зоной упругого скольжения.

Прекращение боксования возможно за счет увеличения момента сцепления или снижения тягового момента. В эксплуатации используются оба способа, в том числе одновременно.

В данном случае будем рассматривать прекращение боксования путем снижения тягового момента при неизменном положении характеристики сцепления. Такое снижение момента достигается путем перехода на более низкую позицию контроллера локомотива, которой будет соответствовать характеристика M_2 (см. рис. 1). В случае перехода на характеристику M_2 при скоростях скольжения $V_{\text{ск.п}}$, меньшей $V_{\text{ск.б}}$, небалансный момент на колесе будет отрицательным и боксование прекратится в точке C характеристики M_2 . В случае перехода при скоростях скольжения, больших $V_{\text{ск.б}}$, боксование не прекратится.

Для описания процесса развития боксования воспользуемся дифференциальным уравнением для вращательного движения

$$M_1 - M_{\text{сц}} = J \frac{dw}{dt}, \quad (1)$$

где M_1 – тяговой момент на колесе, соответствующий данной позиции контроллера локомотива и зависящий от суммы скоростей поступательного движения V_0 и скольжения $V_{\text{ск}}$; $M_{\text{сц}}$ – момент сцепления, зависящий от скорости скольжения $V_{\text{ск}}$; J – приведенный момент инерции колесно-моторного блока; w – угловая скорость колеса; t – текущее время.

Выполнив замену

$$\frac{dw}{dt} = \frac{1}{R_{\text{к}}} \cdot \frac{dV_{\text{ск}}}{dt},$$

где $R_{\text{к}}$ – радиус колеса; $V_{\text{ск}}$ – скорость скольжения в контакте колеса с рельсом, получим формулу (1) в более удобном для анализа виде

$$M_1 - M_{\text{сц}} = \frac{J}{R_{\text{к}}} \cdot \frac{dV_{\text{ск}}}{dt}. \quad (2)$$

Наиболее простое решение уравнения (2) может быть получено при представлении характеристик M_1 , M_2 и $M_{\text{сц}}$ в виде прямых линий. В этом случае получим уравнения зависимостей моментов от скорости скольжения в виде:

$$M_1 = A - K_1 V_{\text{ск}}; \quad (3)$$

$$M_2 = C - K_2 V_{\text{ск}}; \quad (4)$$

$$M_{\text{сц}} = B - K_3 V_{\text{ск}}, \quad (5)$$

где K_1 , K_2 , K_3 – соответствующие угловые коэффициенты прямых.

Подставив выражения (3) и (5) в (1), после замены $J/R_{\text{к}} = J_R$ и преобразований, получим

$$(A - B) + (K_3 - K_1) V_{\text{ск}} = J_R \cdot \frac{dV_{\text{ск}}}{dt}. \quad (6)$$

Общее решение данного дифференциального уравнения имеем в виде

$$\ln[A - B + (K_3 - K_1) V_{\text{ск}}] = \frac{K_3 - K_1}{J_R} t + C_1, \quad (7)$$

где C_1 – постоянная интегрирования.

Из начальных условий ($t = 0$; $V_{\text{ск}}(0) = 0$) найдем

$$C_1 = \ln(A - B).$$

Тогда частное решение уравнения (6)

$$V_{\text{ск}} = \frac{A - B}{K_3 - K_1} \left(e^{\frac{K_3 - K_1}{J_R} t} - 1 \right). \quad (8)$$

Зависимость $V_{\text{ск}}(t)$ при принятых допущениях представляет собой экспоненту.

Процесс прекращения боксования будет описываться аналогичным дифференциальному уравнению (1) выражением

$$M_2 - M_{\text{сц}} = J \frac{dw}{dt}, \quad (9)$$

Подставив в него зависимости по формулам (4) и (5), получим

$$(C - B) + (K_3 - K_2) V_{\text{ск}} = J_R \cdot \frac{dV_{\text{ск}}}{dt}. \quad (10)$$

Общее решение данного дифференциального уравнения

$$\ln[C - B + (K_3 - K_2) V_{\text{ск}}] = \frac{K_3 - K_2}{J_R} t + C_2, \quad (11)$$

где C_2 – постоянная интегрирования.

Из начальных условий ($t = 0$; $V_{\text{ск}}(0) = V_{\text{ск.п}}$) найдем

$$C_2 = \ln[C - B + (K_3 - K_2) V_{\text{ск.п}}], \quad (12)$$

где $V_{\text{ск.п}}$ – скорость перехода на позицию, соответствующую характеристике M_2 .

После подстановки C_2 в формулу (11) и ряда преобразований получим частное решение уравнения (10)

$$V_{\text{ск}} = \left(\frac{C-B}{K_3-K_2} + V_{\text{ск.п}} \right) \times \left(e^{\frac{K_3-K_2}{J_R} t} - \frac{1}{1 + \frac{K_3-K_2}{C-B} V_{\text{ск.п}}} \right). \quad (13)$$

Нетрудно убедиться, что

$$\frac{C-B}{K_3-K_2} = -V_{\text{ск.б}}, \quad (14)$$

где $V_{\text{ск.б}}$ – скорость скольжения в точке пересечения характеристик M_2 и $M_{\text{сц}}$ (точка D на рис. 1).

Тогда после преобразований выражения (13) получим

$$V_{\text{ск}} = V_{\text{ск.б}} - (V_{\text{ск.б}} - V_{\text{ск.п}}) e^{\frac{K_3-K_2}{J_R} t}. \quad (15)$$

Из формулы (15) видно, что при условии $V_{\text{ск.п}} > V_{\text{ск.б}}$ процесс боксования развивается (скорость скольжения нарастает).

Условие прекращения боксования при переходе на более низкую позицию

$$V_{\text{ск.п}} < V_{\text{ск.б}}. \quad (16)$$

Фактор износа бандажей колесной пары может быть определен как суммарная работа сил трения за цикл боксования. Под циклом боксования будем понимать процесс развития и прекращения боксования по контуру $AEFCA$ (см. рис. 1). Фактор износа бандажей представим в виде

$$\Phi = \int_0^{t_1} \frac{M_{\text{сц}}}{R_k} V_{\text{ск1}} dt + \int_0^{t_2} \frac{M_{\text{сц}}}{R_k} V_{\text{ск2}} dt, \quad (17)$$

где $V_{\text{ск1}}$, $V_{\text{ск2}}$ – скорости скольжения при развитии и прекращении боксования соответственно; t_1 , t_2 – длительности процессов развития и прекращения боксования соответственно.

Функции $V_{\text{ск1}}$ и $V_{\text{ск2}}$ определены выше и описываются формулами (8) и (13) соответственно.

Отметим, что скорости скольжения поверхностей катания и гребня не одинаковые, однако, при боксовании колесной пары эта разница в процентном отношении незначительна и ею в данном слу-

чае можно пренебречь. Сами зависимости (8) и (13) получены из допущения, что характеристики тяги и сцепления линейные. При необходимости эта же задача может быть решена для любых других характеристик численными методами.

Время t_1 определяется чувствительностью датчика боксования, реакцией машиниста или быстродействием системы автоматического регулирования. Время t_2 может быть найдено по формуле (15) при условии, что скорость скольжения $V_{\text{ск}}$ равна нулю

$$t_2 = \frac{J_R}{K_3-K_2} \cdot \ln \left(\frac{V_{\text{ск.б}}}{V_{\text{ск.б}} - V_{\text{ск.п}}} \right). \quad (18)$$

Скорость скольжения при переходе $V_{\text{ск.п}}$ может быть найдена по формуле (8) при условии $t = t_1$.

Фактор износа гребня направляющего колеса при боксовании колесной пары в кривой является одной из двух составляющих общего фактора износа бандажей Φ

$$\Phi = \Phi_k + \Phi_\Gamma, \quad (19)$$

где Φ_k – фактор износа поверхностей катания внутреннего и наружного колес; Φ_Γ – фактор износа гребня наружного (направляющего) колеса.

Составляющие в выражении (19) являются величинами, пропорциональными соответствующим моментам сцепления, которые, в свою очередь, пропорциональны нормальным усилиям в контактах.

Часть момента сцепления, обусловленная трением поверхностей катания колесной пары:

$$M_{\text{сц.к}} = f_k \cdot P \cdot R_k, \quad (20)$$

где f_k – коэффициент трения на поверхности катания; P – нагрузка от колесной пары на рельс.

Часть момента сцепления, обусловленная трением гребня наружного колеса о боковую часть рельса:

$$M_{\text{сц.г}} = f_\Gamma N (R_k + h), \quad (21)$$

где f_Γ – коэффициент трения гребня о рельс; N – сила нормального давления гребня на рельс, пропорциональная направляющему усилию; h – глубина точки контакта гребня с рельсом, $h \ll R_k$.

Здесь необходимо отметить, что величины $M_{\text{сц.к}}$ и $M_{\text{сц.г}}$ находятся в зависимости друг от друга. При существенном забеге гребня наружного колеса в кривой за счет вертикальной состав-

ляющей силы трения происходит незначительная разгрузка контакта поверхности катания [2].

Учитывая пропорциональность факторов износа моментам сцепления и пренебрегая h , получим часть фактора износа, приходящуюся на гребень наружного колеса:

$$\Phi_r = \Phi \frac{f_k N}{f_k P + f_r N}. \quad (22)$$

В случае, если коэффициенты трения f_k и f_r равны, формула (22) приобретет вид

$$\Phi_r = \Phi \frac{N}{P + N}. \quad (23)$$

На рис. 2 приведены кривые, качественно отражающие характер изменения скорости скольжения колеса при цикле боксования.

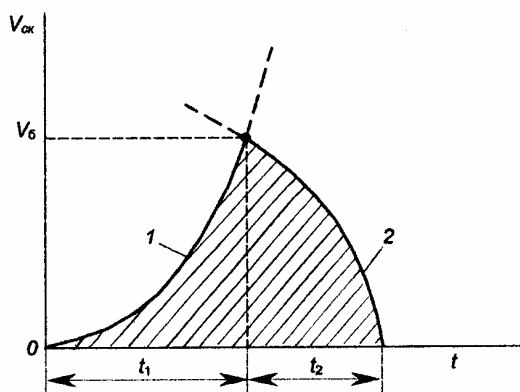


Рис. 2

Кривая 1 характеризует изменение скорости скольжения при развитии, а кривая 2 – при прекращении боксования. В соответствии с формулами (8) и (15) обе кривые – экспоненты.

Площадь фигуры, ограниченной линиями 1, 2 и осью времени, представляет собой результирующее скольжение поверхности катания или гребня (при боксовании приблизительно равны), которое может быть принято в качестве упрощенного критерия оценки износа. Тогда упрощенный фактор износа будет иметь размерность длины и выглядеть как

$$S_{гб_0} = \int_0^{t_1} V_{ск1} dt + \int_0^{t_2} V_{ск2} dt. \quad (24)$$

На практике удобней всего будет использовать относительный показатель износа, представляющий собой отношение результирующего скольжения гребня при боксовании колесной пары к результирующему скольжению гребня в кривой $S_{г.н}$, при условии нормальных условий реализа-

ции силы тяги без боксования. Последний показатель может быть найден в виде

$$S_{г.н} = \varepsilon_{г.н} S_k, \quad (25)$$

где $\varepsilon_{г.н}$ – относительное скольжение гребня, зависящее от тягового усилия, глубины контактирования и угла набегания; S_k – длина кривой.

Для общего случая относительный показатель износа гребня при боксовании может быть выражен как

$$\Phi_r^* = \frac{S_{гб}}{\varepsilon_{г.н} \cdot S_k}. \quad (26)$$

В случае применения песка значение Φ_r^* по формуле (26) должно быть умножено на коэффициент, учитывающий увеличение интенсивности износа гребня.

Предварительные расчеты по формуле (26) показывают, что боксование в кривом участке пути со средней скоростью скольжения 10 м/с в течение 5 с приводит к пятикратному увеличению результирующего скольжения гребня по сравнению с движением по участку длиной 500 м с нормальным относительным скольжением, равным 0,02. В случае использования песка этот показатель возрастает на порядок. Таким образом, можно сделать вывод, что боксование колесных пар локомотивов является одним из решающих факторов, определяющих износ гребней.

Анализ характера кривых на рис. 2 показывает, что существенное снижение результирующего скольжения гребня при боксовании может быть достигнуто за счет уменьшения времени срабатывания противобуксовочной защиты t_1 . Отметим, что результирующее скольжение уменьшается в большей степени, нежели увеличивается быстроедействие защиты.

Предложенная методика оценки показателя износа гребней при боксовании колесных пар в кривых может быть использована при выборе рациональных масс и режимов вождения поездов, а также при разработке требований к противобуксовочной устойчивости и защите локомотивов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Неглинский В. В. Износ ободьев колесных пар // Локомотив. – 1997. – № 2. – С. 27–28.
2. Минов А. К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической тягой. – М.: Транспорт, 1965. – 266 с.

Поступила в редколлегия 01.02.04.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫРАЖЕНИЙ ДЛЯ НАХОЖДЕНИЯ ЧИСЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК С УЧЕТОМ НЕЛИНЕЙНОСТИ ФУНКЦИИ СКОРОСТИ И СИЛЫ ТЯГИ

Для аналізу стабільності характеристик методами теорії імовірностей і математичної статистики наведено вирази для визначення математичного очікування і дисперсії швидкості та сили тяги з урахуванням нелінійності функцій.

Для анализа стабильности характеристик методами теории вероятностей и математической статистики приведены выражения для определения математического ожидания и дисперсии скорости и силы тяги с учетом нелинейности функций.

For the analysis of stability of characteristics by the methods of probability theory and mathematical statistics, the paper suggests the forms for determination of expectancy and dispersion of speed and tractive force, with account of nonlinearity of functions.

При эксплуатации электровозов неизбежно возникают расхождения в скоростных и электротяговых характеристиках. Это вызывается прежде всего несовпадением характеристик самих двигателей, и наличием разности диаметров колес электровозов. Различие в характеристиках вызывает расхождение протекающих токов в ветвях электровоза (особенно на параллельном соединении), что неизбежно приводит к различным усилиям тяги на ободе колес электровозов. Вследствие этого ухудшаются условия работы электровоза, повышается вероятность срыва на боксование отдельных колесных пар.

В связи с этим, отметим необходимость умения в эксплуатации оценивать эти расхождения и то влияние, которое они оказывают на работу электровоза. Это означало бы решить задачу об оценке стабильности тяговых свойств электровоза.

Рассмотрим зависимость скорости движения электровоза, которая определяется соотношением

$$V = \frac{D(U - I \sum R)}{c_1 \Phi}, \quad (1)$$

где D – диаметр бандажа колесной пары, м; V – скорость движения, км/час; U – напряжение на зажимах двигателя, В; I – ток двигателя, А; $\sum R$ – суммарное сопротивление обмоток двигателя и пускового реостата в цепи якоря, Ом; c_1 – постоянная двигателя, учитывающая передаточное отношение редуктора и конструктив-

ные параметры, без учета диаметра бандажа колесной пары; Φ – магнитный поток, Вб.

Из (1) следует, что скорость двигателя является функцией величин $D, U, I, \sum R, \Phi$ со случайными их отклонениями от номинальных значений. Данная характеристика двигателя $F(D, U, I, \sum R, \Phi)$ должна быть рассмотрена как функция n -мерных случайных величин с учетом корреляционных связей, которая сама будет также случайной величиной.

При определении скорости движения электровоза постоянная c_1

$$c_1 = 0,1885 \frac{1}{\mu} \cdot \frac{pN}{60a}, \quad (2)$$

где μ – значение передаточного отношения; p – число пар полюсов; N – число активных проводников якоря; a – число пар параллельных ветвей обмотки якоря.

В последствии может представить интерес вопрос учета существенных связей между рядом параметров, например, влияние различного износа шестерен, возможной эллиптичности колесных пар по кругу катания и т. п. В нашем примере примем, что в процессе реализации вращающего момента, величина передаточного отношения непрерывно меняется, в среднем своем значении оставаясь постоянной.

Для учета корреляционных связей рассмотрим способ, основанный на разложении функции нескольких случайных аргументов в ряд Тейлора с последующим применением теорем

о числовых характеристиках функций произвольного числа случайных аргументов [1].

Рассмотрим частные производные от (1). При этом примем обозначение математического ожидания случайной величины как обозначение с горизонтальной чертой сверху над соответствующей случайной величиной:

$$\left. \begin{aligned} M[D] &= \bar{D}, M[U] = \bar{U}, M[I] = \bar{I}, \\ M[\sum R] &= \bar{R}, M[\Phi] = \bar{\Phi}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Тогда получаем (4). Вводя центрированные величины, получаем выражение (1) в виде выражения (5). Применяя к выражению (5) операцию математического ожидания, имеем выражение (6).

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial D} &= \frac{\bar{U} - \bar{I}\bar{R}}{c_1 \bar{\Phi}}, \frac{\partial V}{\partial U} = \frac{\bar{D}}{c_1 \bar{\Phi}}, \frac{\partial V}{\partial I} = -\frac{\bar{D}\bar{R}}{c_1 \bar{\Phi}}, \frac{\partial V}{\partial \sum R} = -\frac{\bar{D}\bar{I}}{c_1 \bar{\Phi}}, \frac{\partial V}{\partial \Phi} = -\frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1 (\bar{\Phi})^2}, \\ \frac{\partial^2 V}{\partial D^2} &= 0, \frac{\partial^2 V}{\partial \Phi^2} = 2 \frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1 (\bar{\Phi})^3}, \frac{\partial^2 V}{\partial U^2} = 0, \frac{\partial^2 V}{\partial I^2} = 0, \frac{\partial^2 V}{\partial \sum R^2} = 0, \frac{\partial^2 V}{\partial D \partial I} = -\frac{\bar{R}}{c_1 \bar{\Phi}}, \\ \frac{\partial^2 V}{\partial D \partial \sum R} &= -\frac{\bar{I}}{c_1 \bar{\Phi}}, \frac{\partial^2 V}{\partial D \partial \Phi} = -\frac{\bar{U} - \bar{I}\bar{R}}{c_1 (\bar{\Phi})^2}, \frac{\partial^2 V}{\partial D \partial U} = \frac{1}{c_1 \bar{\Phi}}, \frac{\partial^2 V}{\partial U \partial I} = 0, \frac{\partial^2 V}{\partial U \partial \sum R} = 0, \\ \frac{\partial^2 V}{\partial U \partial \Phi} &= -\frac{\bar{D}}{c_1 (\bar{\Phi})^2}, \frac{\partial^2 V}{\partial I \partial \sum R} = -\frac{\bar{D}}{c_1 \bar{\Phi}}, \frac{\partial^2 V}{\partial I \partial \Phi} = \frac{\bar{D}\bar{R}}{c_1 (\bar{\Phi})^2}, \frac{\partial^2 V}{\partial \sum R \partial \Phi} = \frac{\bar{D}\bar{I}}{c_1 (\bar{\Phi})^2}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} V &= \frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1 \bar{\Phi}} + \frac{\bar{U} - \bar{I}\bar{R}}{c_1 \bar{\Phi}} \overset{\circ}{D} + \frac{\bar{D}}{c_1 \bar{\Phi}} \overset{\circ}{U} - \frac{\bar{D}\bar{R}}{c_1 \bar{\Phi}} \overset{\circ}{I} - \frac{\bar{D}\bar{I}}{c_1 \bar{\Phi}} \overset{\circ}{R} - \frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1 (\bar{\Phi})^2} \overset{\circ}{\Phi} + 2 \frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1 (\bar{\Phi})^3} \left(\overset{\circ}{\Phi} \right)^2 + \\ &+ \frac{1}{c_1 \bar{\Phi}} \overset{\circ}{D} \overset{\circ}{U} - \frac{\bar{R}}{c_1 \bar{\Phi}} \overset{\circ}{D} \overset{\circ}{I} - \frac{\bar{I}}{c_1 \bar{\Phi}} \overset{\circ}{D} \overset{\circ}{R} - \frac{\bar{U} - \bar{I}\bar{R}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} \overset{\circ}{D} \overset{\circ}{\Phi} - \frac{\bar{D}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} \overset{\circ}{U} \overset{\circ}{\Phi} - \frac{\bar{D}}{c_1 \bar{\Phi}} \overset{\circ}{I} \bar{R} + \frac{\bar{D}\bar{R}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} \overset{\circ}{I} \overset{\circ}{\Phi} + \frac{\bar{D}\bar{I}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} \overset{\circ}{R} \overset{\circ}{\Phi} - \\ &+ 2 \frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1 (\bar{\Phi})^3} \left(\overset{\circ}{\Phi} \right)^2 + \frac{1}{c_1 \bar{\Phi}} \overset{\circ}{D} \overset{\circ}{U} - \frac{\bar{R}}{c_1 \bar{\Phi}} \overset{\circ}{D} \overset{\circ}{I} - \frac{\bar{I}}{c_1 \bar{\Phi}} \overset{\circ}{D} \overset{\circ}{R} - \frac{\bar{U} - \bar{I}\bar{R}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} \overset{\circ}{D} \overset{\circ}{\Phi} - \\ &- \frac{\bar{D}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} \overset{\circ}{U} \overset{\circ}{\Phi} - \frac{\bar{D}}{c_1 \bar{\Phi}} \bar{I} \bar{R} + \frac{\bar{D}\bar{R}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} \overset{\circ}{I} \overset{\circ}{\Phi} + \frac{\bar{D}\bar{I}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} \overset{\circ}{R} \overset{\circ}{\Phi}. \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M[V] &= \frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1 \bar{\Phi}} + 2 \frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1 (\bar{\Phi})^3} D[\Phi] + \frac{1}{c_1 \bar{\Phi}} R[D*U] - \frac{\bar{R}}{c_1 \bar{\Phi}} R[D*I] - \\ &- \frac{\bar{I}}{c_1 \bar{\Phi}} R[D*R] - \frac{\bar{U} - \bar{I}\bar{R}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} R[D*\Phi] - \frac{\bar{D}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} R[U*\Phi] + \frac{\bar{D}}{c_1 \bar{\Phi}} R[I*R] + \\ &+ \frac{\bar{D}\bar{R}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} R[I*\Phi] + \frac{\bar{D}\bar{I}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} R[R*\Phi]. \quad (6) \end{aligned}$$

Определяя дисперсию правой и левой части выражения (5), воспользуемся выражением [2]

$$D[Z] = D \left[\sum_{i=1}^n Y_i \right] = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n R_{ij}, \quad (7)$$

где двойная сумма распространяется на все элементы корреляционной матрицы системы величин $(Y_1, Y_2, \dots, Y_n)$, содержащей как корреляционные моменты, так и дисперсии.

$$\begin{aligned}
D[V] = & \left(\frac{\bar{U} - \bar{I}\bar{R}}{c_1 \bar{\Phi}} \right)^2 D[D] + \left(\frac{\bar{D}}{c_1 \bar{\Phi}} \right)^2 D[U] - \left(\frac{\bar{D}\bar{R}}{c_1 \bar{\Phi}} \right)^2 D[I] - \left(\frac{\bar{D}\bar{I}}{c_1 \bar{\Phi}} \right)^2 D[R] - \left(\frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1 (\bar{\Phi})^2} \right)^2 D[\Phi] + \\
& + \left(2 \frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1 (\bar{\Phi})^3} \right)^2 D[(\Phi)^2] + \left(\frac{1}{c_1 \bar{\Phi}} \right)^2 D[D*U] - \left(\frac{\bar{R}}{c_1 \bar{\Phi}} \right)^2 D[D*I] - \left(\frac{\bar{I}}{c_1 \bar{\Phi}} \right)^2 D[D*R] - \\
& - \left(\frac{\bar{U} - \bar{I}\bar{R}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} \right)^2 D[D*\Phi] - \left(\frac{\bar{D}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} \right)^2 D[U*\Phi] - \left(\frac{\bar{D}}{c_1 \bar{\Phi}} \right)^2 D[I*R] + \left(\frac{\bar{D}\bar{R}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} \right)^2 D[I*\Phi] + \\
& + \left(\frac{\bar{D}\bar{I}}{c_1 (\bar{\Phi})^2} \right)^2 D[R*\Phi] + 2 \frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[D*U] - 2 \frac{\bar{D}\bar{R}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[D*I] - \\
& - 2 \frac{\bar{D}\bar{I}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[D*R] - 2 \frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})^2}{c_1^2 (\bar{\Phi})^3} R[D*\Phi] + 4 \frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})^2}{c_1^2 (\bar{\Phi})^4} R[D*(\Phi)^2] + \\
& + 2 \frac{\bar{U} - \bar{I}\bar{R}}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[D*DU] - 2 \frac{(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})\bar{R}}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[D*DI] - 2 \frac{(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})\bar{I}}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[D*DR] - \\
& - 2 \frac{(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})^2}{c_1^2 (\bar{\Phi})^3} R[D*D\Phi] - 2 \frac{(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})\bar{D}}{c_1^2 (\bar{\Phi})^3} R[D*U\Phi] - 2 \frac{(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})\bar{D}}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[D*IR] + \\
& + 2 \frac{(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})\bar{D}\bar{R}}{c_1^2 (\bar{\Phi})^3} R[D*I\Phi] + 2 \frac{(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})\bar{D}\bar{I}}{c_1^2 (\bar{\Phi})^3} R[D*R\Phi] - 2 \frac{(\bar{D})^2 \bar{R}}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[U*I] - \\
& - 2 \frac{(\bar{D})^2 \bar{I}}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[U*R] - 2 \frac{(\bar{D})^2 (\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1^2 (\bar{\Phi})^3} R[U*\Phi] + 4 \frac{(\bar{D})^2 (\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1^2 (\bar{\Phi})^4} R[U*(\Phi)^2] + \\
& + 2 \frac{\bar{D}}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[U*DU] - 2 \frac{\bar{D}\bar{R}}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[U*DI] - 2 \frac{\bar{D}\bar{I}}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[U*DR] - 2 \frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1^2 (\bar{\Phi})^3} \times \\
& \times R[U*D\Phi] - 2 \frac{(\bar{D})^2}{c_1^2 (\bar{\Phi})^3} R[U*U\Phi] - 2 \left(\frac{\bar{D}}{c_1 \bar{\Phi}} \right)^2 R[U*IR] + 2 \frac{(\bar{D})^2 \bar{R}}{c_1^2 (\bar{\Phi})^3} R[U*I\Phi] + \\
& + 2 \frac{(\bar{D})^2 \bar{I}}{c_1^2 (\bar{\Phi})^3} R[U*R\Phi] + 2 \frac{(\bar{D})^2 \bar{R}}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[I*R] + 2 \frac{(\bar{D})^2 \bar{R}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1^2 (\bar{\Phi})^3} R[I*\Phi] - \\
& - 4 \frac{(\bar{D})^2 \bar{R}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1^2 (\bar{\Phi})^4} R[I*(\Phi)^2] - 2 \frac{\bar{D}\bar{R}}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[I*DU] + 2 \frac{\bar{D}(\bar{R})^2}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[I*DI] + \\
& + 2 \frac{\bar{D}\bar{R}\bar{I}}{(c_1 \bar{\Phi})^2} R[I*DR] + 2 \frac{\bar{D}\bar{R}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1^2 (\bar{\Phi})^3} R[I*D\Phi] + 2 \frac{(\bar{D})^2 \bar{R}}{c_1^2 (\bar{\Phi})^3} R[I*U\Phi] +
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& +2\frac{(\bar{D})^2\bar{R}}{(c_1\bar{\Phi})^2}R[I*IR]-2\frac{(\bar{D}\bar{R})^2}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[I*I\Phi]-2\frac{(\bar{D})^2\bar{I}\bar{R}}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[I*R\Phi]+ \\
& +2\frac{(\bar{D})^2\bar{I}(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[R*\Phi]-2\frac{(\bar{D})^2\bar{I}(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^4}R[R*(\Phi)^2]-2\frac{\bar{D}\bar{I}}{(c_1\bar{\Phi})^2}R[R*DU]+ \\
& +2\frac{\bar{D}\bar{I}\bar{R}}{(c_1\bar{\Phi})^2}R[R*DI]+2\frac{\bar{D}(\bar{I})^2}{(c_1\bar{\Phi})^2}R[R*DR]+2\frac{\bar{D}\bar{I}(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[R*D\Phi]+ \\
& +2\frac{(\bar{D})^2\bar{I}}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[R*U\Phi]+2\frac{(\bar{D})^2\bar{I}}{(c_1\bar{\Phi})^2}R[R*IR]-2\frac{(\bar{D})^2\bar{I}\bar{R}}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[R*I\Phi]- \\
& -2\frac{(\bar{D}\bar{I})^2}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[R*R\Phi]-4\frac{[\bar{D}(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})]^2}{c_1^2(\bar{\Phi})^5}R[\Phi*(\Phi)^2]-2\frac{\bar{D}(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[\Phi*DU]+ \\
& +2\frac{\bar{D}\bar{R}(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[\Phi*DI]+2\frac{\bar{D}\bar{I}(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[\Phi*DR]+2\frac{\bar{D}(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})^2}{c_1^2(\bar{\Phi})^4}\times \\
& \times R[\Phi*D\Phi]+2\frac{(\bar{D})^2(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^4}R[\Phi*U\Phi]+2\frac{(\bar{D})^2(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[\Phi*IR]- \\
& -2\frac{(\bar{D})^2\bar{R}(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^4}R[\Phi*I\Phi]-2\frac{(\bar{D})^2\bar{I}(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^4}R[\Phi*R\Phi]+ \\
& +4\frac{\bar{D}\bar{I}(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^4}R[(\Phi)^2*DR]-4\frac{\bar{D}(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})^2}{c_1^2(\bar{\Phi})^5}R[(\Phi)^2*D\Phi]- \\
& -4\frac{(\bar{D})^2(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^5}R[(\Phi)^2*U\Phi]-4\frac{(\bar{D})^2(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^4}R[(\Phi)^2*IR]+ \\
& +4\frac{(\bar{D})^2\bar{R}(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^5}R[(\Phi)^2*I\Phi]+4\frac{(\bar{D})^2\bar{I}(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^5}R[(\Phi)^2*R\Phi]- \\
& -2\frac{\bar{R}}{(c_1\bar{\Phi})^2}R[DU*DI]-2\frac{\bar{I}}{(c_1\bar{\Phi})^2}R[DU*DR]-2\frac{\bar{U}-\bar{I}\bar{R}}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[DU*D\Phi]- \\
& -2\frac{\bar{D}}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[DU*U\Phi]-2\frac{\bar{D}}{c_1^2(\bar{\Phi})^2}R[DU*IR]+2\frac{\bar{D}\bar{R}}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[DU*I\Phi]+ \\
& +2\frac{\bar{D}\bar{I}}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[DU*R\Phi]+2\frac{\bar{R}\bar{I}}{(c_1\bar{\Phi})^2}R[DI*DR]+2\frac{\bar{R}(\bar{U}-\bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}\times \\
& \times R[DI*D\Phi]+2\frac{\bar{R}\bar{D}}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}R[DI*U\Phi]+2\frac{\bar{R}\bar{D}}{(c_1\bar{\Phi})^2}R[DI*IR]-2\frac{\bar{D}(\bar{R})^2}{c_1^2(\bar{\Phi})^3}\times
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \times R[DI * I\Phi] - 2 \frac{\bar{R}\bar{D}\bar{I}}{c_1^2(\bar{\Phi})^3} R[DI * R\Phi] + 2 \frac{\bar{I}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^3} R[DR * D\Phi] + \\
& + 2 \frac{\bar{D}\bar{I}}{c_1^2(\bar{\Phi})^3} R[DR * U\Phi] + 2 \frac{\bar{D}\bar{I}}{(c_1\bar{\Phi})^2} R[DR * IR] - 2 \frac{\bar{D}\bar{I}\bar{R}}{c_1^2(\bar{\Phi})^3} R[DR * I\Phi] - \\
& - 2 \frac{\bar{D}(\bar{I})^2}{c_1^2(\bar{\Phi})^3} R[DI * R\Phi] + 2 \frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^4} R[D\Phi * U\Phi] + 2 \frac{\bar{D}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^3} \times \\
& \times R[D\Phi * IR] - 2 \frac{\bar{D}\bar{R}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^4} R[D\Phi * I\Phi] - 2 \frac{\bar{D}\bar{I}(\bar{U} - \bar{I}\bar{R})}{c_1^2(\bar{\Phi})^4} \times \\
& \times R[D\Phi * R\Phi] + 2 \frac{(\bar{D})^2}{c_1^2(\bar{\Phi})^3} R[U\Phi * IR] - 2 \frac{(\bar{D})^2 \bar{R}}{c_1^2(\bar{\Phi})^4} R[U\Phi * I\Phi] - \\
& - 2 \frac{(\bar{D})^2 \bar{I}}{c_1^2(\bar{\Phi})^4} R[U\Phi * R\Phi] - 2 \frac{(\bar{D})^2 \bar{R}}{c_1^2(\bar{\Phi})^3} R[IR * I\Phi] - 2 \frac{(\bar{D})^2 \bar{I}}{c_1^2(\bar{\Phi})^3} R[IR * R\Phi] + \\
& + 2 \frac{(\bar{D})^2 \bar{R}}{c_1^2(\bar{\Phi})^4} R[I\Phi * R\Phi]. \quad (8)
\end{aligned}$$

Сила тяги, развиваемая одной осью колесной пары локомотива, может быть получена исходя из соотношения

$$F = k_1 \frac{pN}{\pi a} \frac{\mu}{D} \Phi I \eta, \quad (9)$$

где k_1 – переводной коэффициент, равный 3,6; η – коэффициент полезного действия,

$$\eta = \eta_{\text{м.м}} \eta_3, \quad (10)$$

где $\eta_{\text{м.м}}$ – коэффициент, учитывающий магнитные и механические потери; η_3 – коэффи-

циент полезного действия зубчатой передачи.

Примем обозначение $c_2 = k_1 \frac{pN}{\pi a} \mu$ – коэффициент, учитывающий передаточное отношение редуктора и конструктивные параметры двигателя. Тогда выражение силы тяги, приведенной к ободу бандажа колесной пары, принимает вид:

$$F = c_2 \frac{\Phi I}{D} \eta. \quad (11)$$

Рассмотрим частные производные от (11)

$$\left. \begin{aligned}
\frac{\partial F}{\partial \Phi} &= c_2 \frac{\bar{I}}{\bar{D}} \bar{\eta}, \quad \frac{\partial F}{\partial I} = c_2 \frac{\bar{\Phi}}{\bar{D}} \bar{\eta}, \quad \frac{\partial F}{\partial D} = -c_2 \frac{\bar{\Phi}\bar{I}}{(\bar{D})^2} \bar{\eta}, \quad \frac{\partial F}{\partial \eta} = c_2 \frac{\bar{\Phi}\bar{I}}{\bar{D}}, \quad \frac{\partial^2 F}{\partial \Phi^2} = 0, \quad \frac{\partial^2 F}{\partial I^2} = 0, \quad \frac{\partial^2 F}{\partial \eta^2} = 0, \\
\frac{\partial^2 F}{\partial D^2} &= 2c_2 \frac{\bar{\Phi}\bar{I}}{(\bar{D})^3} \bar{\eta}, \quad \frac{\partial^2 F}{\partial \Phi \partial I} = c_2 \frac{\bar{\eta}}{\bar{D}}, \quad \frac{\partial^2 F}{\partial \Phi \partial D} = -c_2 \frac{\bar{I}}{(\bar{D})^2} \bar{\eta}, \quad \frac{\partial^2 F}{\partial \Phi \partial \eta} = c_2 \frac{\bar{I}}{\bar{D}}, \quad \frac{\partial^2 F}{\partial I \partial D} = -c_2 \frac{\bar{\Phi}}{(\bar{D})^2} \bar{\eta}, \\
\frac{\partial^2 F}{\partial I \partial \eta} &= c_2 \frac{\bar{\Phi}}{\bar{D}}, \quad \frac{\partial^2 F}{\partial D \partial \eta} = -c_2 \frac{\bar{\Phi}\bar{I}}{(\bar{D})^2}.
\end{aligned} \right\} \quad (12)$$

В (12), кроме ранее принятых обозначений (3), примем обозначение математического ожидания коэффициента полезного действия как значение соответствующей случайной величины с горизонтальной чертой сверху:

$$M[\eta] = \bar{\eta}. \quad (13)$$

Вводя центрированные величины, получаем выражение (11) в виде

$$\begin{aligned}
F = & c_2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{\bar{D}} \bar{\eta} + c_2 \frac{\bar{I}}{\bar{D}} \bar{\eta} \overset{\circ}{\Phi} + c_2 \frac{\bar{\Phi}}{\bar{D}} \bar{\eta} \overset{\circ}{I} - \\
& - c_2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^2} \bar{\eta} \overset{\circ}{D} + c_2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{\bar{D}} \bar{\eta} + 2c_2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^3} \bar{\eta} \left(\overset{\circ}{D} \right)^2 + \\
& + c_2 \frac{\bar{\eta}}{\bar{D}} \overset{\circ}{\Phi} \overset{\circ}{I} - c_2 \frac{\bar{I}}{(\bar{D})^2} \bar{\eta} \overset{\circ}{\Phi} \overset{\circ}{D} + c_2 \frac{\bar{I}}{\bar{D}} \overset{\circ}{\Phi} \overset{\circ}{\eta} - \\
& - c_2 \frac{\bar{\Phi}}{(\bar{D})^2} \bar{\eta} \overset{\circ}{I} \overset{\circ}{D} + c_2 \frac{\bar{\Phi}}{\bar{D}} \overset{\circ}{I} \overset{\circ}{\eta} - c_2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^2} \overset{\circ}{D} \overset{\circ}{\eta}. \quad (14)
\end{aligned}$$

Применяя к выражению (14) операцию математического ожидания, имеем

$$\begin{aligned}
M[F] = & c_2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{\bar{D}} \bar{\eta} + 2c_2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^3} \bar{\eta} D[D] + \\
& + c_2 \frac{\bar{\eta}}{\bar{D}} R[\Phi I] - c_2 \frac{\bar{I}}{(\bar{D})^2} \bar{\eta} R[\Phi D] + \\
& + c_2 \frac{\bar{I}}{\bar{D}} R[\Phi \eta] - c_2 \frac{\bar{\Phi}}{(\bar{D})^2} \bar{\eta} R[ID] + \\
& + c_2 \frac{\bar{\Phi}}{\bar{D}} R[I \eta] - c_2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^2} R[D \eta]. \quad (15)
\end{aligned}$$

Выражение для определения дисперсии силы тяги получим аналогично (8), распространяя суммирование на все члены корреляционной матрицы

$$\begin{aligned}
D[F] = & \left(c_2 \frac{\bar{I}}{\bar{D}} \bar{\eta} \right)^2 D[\Phi] + \left(c_2 \frac{\bar{\Phi}}{\bar{D}} \bar{\eta} \right)^2 D[I] - \left(c_2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^2} \bar{\eta} \right)^2 D[D] + \left(c_2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{\bar{D}} \right)^2 D[\eta] + \left(2c_2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^3} \bar{\eta} \right)^2 \times \\
& \times D[(D)^2] + \left(c_2 \frac{\bar{\eta}}{\bar{D}} \right)^2 D[\Phi I] - \left(c_2 \frac{\bar{I}}{(\bar{D})^2} \bar{\eta} \right)^2 D[\Phi D] + \left(c_2 \frac{\bar{I}}{\bar{D}} \right)^2 D[\Phi \eta] - \left(c_2 \frac{\bar{\Phi}}{(\bar{D})^2} \bar{\eta} \right)^2 D[ID] + \\
& + \left(c_2 \frac{\bar{\Phi}}{\bar{D}} \right)^2 D[I \eta] - \left(c_2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^2} \right)^2 D[D \eta] + 2c_2^2 \frac{\bar{I} \bar{\Phi}}{(\bar{D})^2} (\bar{\eta})^2 R[\Phi * I] - 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi} (\bar{I})^2}{(\bar{D})^3} (\bar{\eta})^2 R[\Phi * D] + \\
& + 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi} (\bar{I})^2}{(\bar{D})^2} \bar{\eta} R[\Phi * \eta] + 4c_2^2 \frac{\bar{\Phi} (\bar{I})^2}{(\bar{D})^4} (\bar{\eta})^2 R[\Phi * (D)^2] + 2c_2^2 \frac{\bar{I}}{(\bar{D})^2} (\bar{\eta})^2 R[\Phi * \Phi I] - \\
& - 2c_2^2 \frac{(\bar{I})^2}{(\bar{D})^3} (\bar{\eta})^2 R[\Phi * \Phi D] + 2c_2^2 \left(\frac{\bar{I}}{\bar{D}} \right)^2 \bar{\eta} R[\Phi * \Phi \eta] - 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^3} (\bar{\eta})^2 R[\Phi * ID] + 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^2} \times \\
& \times \eta R[\Phi * I \eta] - 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi} (\bar{I})^2}{(\bar{D})^3} \bar{\eta} R[\Phi * D \eta] - 2c_2^2 \frac{(\bar{\Phi})^2 \bar{I}}{(\bar{D})^3} (\bar{\eta})^2 R[I * D] + 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^3} (\bar{\eta})^2 R[I * \Phi D] + \\
& + 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^2} \bar{\eta} R[I * \Phi \eta] - 2c_2^2 \frac{(\bar{\Phi})^2}{(\bar{D})^3} (\bar{\eta})^2 R[I * ID] + 2c_2^2 \left(\frac{\bar{\Phi}}{\bar{D}} \right)^2 \bar{\eta} R[I * I \eta] - 2c_2^2 \frac{(\bar{\Phi})^2 \bar{I}}{(\bar{D})^3} \bar{\eta} \times \\
& \times R[I * D \eta] - 2c_2^2 \frac{(\bar{\Phi} \bar{I})^2}{(\bar{D})^3} \bar{\eta} R[D * \eta] - 4c_2^2 \frac{(\bar{\Phi} \bar{I})^2}{(\bar{D})^5} (\bar{\eta})^2 R[D * (D)^2] - 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^3} (\bar{\eta})^2 R[D * \Phi I] + \\
& + 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi} (\bar{I})^2}{(\bar{D})^4} (\bar{\eta})^2 R[D * \Phi D] - 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi} (\bar{I})^2}{(\bar{D})^3} \bar{\eta} R[D * \Phi \eta] + 2c_2^2 \frac{(\bar{\Phi})^2 \bar{I}}{(\bar{D})^4} (\bar{\eta})^2 R[D * ID] - \\
& - 2c_2^2 \frac{(\bar{\Phi})^2 \bar{I}}{(\bar{D})^4} \bar{\eta} R[D * I \eta] + 2c_2^2 \frac{(\bar{\Phi} \bar{I})^2}{(\bar{D})^4} \bar{\eta} R[D * D \eta] + 4c_2^2 \frac{(\bar{\Phi} \bar{I})^2}{(\bar{D})^4} \bar{\eta} R[\eta * (D)^2] + 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^2} \times
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \times \bar{\eta} R[\eta * \Phi I] - 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi}(\bar{I})^2}{(\bar{D})^3} \bar{\eta} R[\eta * \Phi D] + 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi}(\bar{I})^2}{(\bar{D})^2} R[\eta * \Phi \eta] - 2c_2^2 \frac{(\bar{\Phi})^2 \bar{I}}{(\bar{D})^3} \bar{\eta} R[\eta * ID] + \\
& + 2c_2^2 \frac{(\bar{\Phi})^2 \bar{I}}{(\bar{D})^2} R[\eta * I \eta] - 2c_2^2 \frac{(\bar{\Phi} \bar{I})^2}{(\bar{D})^3} R[\eta * D \eta] + 4c_2^2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^4} (\bar{\eta})^2 R[(D)^2 * \Phi I] - 4c_2^2 \frac{\bar{\Phi}(\bar{I})^2}{(\bar{D})^5} \times \\
& \times (\bar{\eta})^2 R[(D)^2 * \Phi D] + 4c_2^2 \frac{\bar{\Phi}(\bar{I})^2}{(\bar{D})^4} \bar{\eta} R[(D)^2 * \Phi \eta] - 4c_2^2 \frac{(\bar{\Phi})^2 \bar{I}}{(\bar{D})^5} (\bar{\eta})^2 R[(D)^2 * ID] + \\
& + 4c_2^2 \frac{(\bar{\Phi})^2 \bar{I}}{(\bar{D})^4} \bar{\eta} R[(D)^2 * I \eta] - 4c_2^2 \frac{(\bar{\Phi} \bar{I})^2}{(\bar{D})^5} \bar{\eta} R[(D)^2 * D \eta] + 2c_2^2 \frac{\bar{I}}{(\bar{D})^3} (\bar{\eta})^2 R[\Phi I * \Phi D] + \\
& + 2c_2^2 \frac{\bar{I}}{(\bar{D})^2} \bar{\eta} R[\Phi I * \Phi \eta] - 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi}}{(\bar{D})^3} (\bar{\eta})^2 R[\Phi I * ID] + 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi}}{(\bar{D})^2} \bar{\eta} R[\Phi I * I \eta] - 2c_2^2 \times \\
& \times 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^3} \bar{\eta} R[\Phi D * I \eta] + 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi}(\bar{I})^2}{(\bar{D})^4} \bar{\eta} R[\Phi D * D \eta] - 2c_2^2 \frac{\bar{\Phi} \bar{I}}{(\bar{D})^3} \bar{\eta} R[\Phi \eta * ID] + \\
& + 2c_2^2 \frac{(\bar{\Phi})^2 \bar{I}}{(\bar{D})^4} \bar{\eta} R[ID * D \eta] - 2c_2^2 \frac{(\bar{\Phi})^2 \bar{I}}{(\bar{D})^3} R[I \eta * D \eta]. \quad (16)
\end{aligned}$$

По приведенным выше выражениям можно определить значения математического ожидания и дисперсии характеристик любого электроваза с коллекторными тяговыми двигателями последовательного возбуждения. Сопоставляя числовые значения слагаемых в выражениях, можно выделить такие, которые имеют наибольшую величину («вес»). Практически это значит, что отклонения характеристик будут определяются прежде всего именно этими слагаемыми.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Исаев И. П. Стабильность характеристик электрических локомотивов. — М.: Трансжелдориздат, 1956. — 120 с.
2. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. — М.: Наука, 1969. — 576 с.

Поступила в редколлегию 27.02.04.

СТАТИСТИЧЕСКАЯ ПОЛУМАРКОВСКАЯ МОДЕЛЬ ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

У роботі розглядається напівмарковська модель процесу експлуатації та наводиться алгоритм оцінки показників надійності електромеханічної системи, який ґрунтується на методі статистичного моделювання (рис. 1) [5].

В работе рассматривается полумарковская модель процесса эксплуатации и приводится алгоритм оценки показателей надежности электромеханической системы, основанный на методе статистического моделирования (рис. 1) [5].

The paper considers the «Polumarkovskaya» model of operation process and suggests an algorithm of electromechanical system reliability performances, based on the methods of statistic modelling (1 fig, 5 references).

Качество любой электромеханической системы (ЭМС), в частности, автоматизированных электроприводов технологических комплексов определяется совокупностью свойств этой системы, в том числе надежностью. Процесс эксплуатации ЭМС позволяет накапливать информацию в двух направлениях: уточнение данных о надежности ее элементов и уточнение оценок надежности системы, полученных на предыдущих этапах «жизненного» цикла. Процедура получения такой информации в процессе эксплуатации и испытаний ЭМС требует больших временных и материальных затрат и во многом определяет структуру систем их технического обслуживания.

Оценку показателей надежности можно осуществить путем моделирования процесса функционирования ЭМС, заключающегося в получении с помощью алгоритма выборки определенного объема из генеральной совокупности. Наиболее удобная математическая модель анализа технического состояния ЭМС может быть получена с помощью аппарата теории полумарковских процессов [1; 2]. Основу такой модели составляет ориентированный граф S основных состояний $S_k \in S$ ($k = \overline{1, N}$) и возможных переходов ЭМС в ходе эксплуатации.

Исчерпывающими характеристиками полумарковского процесса (ПМП) на множестве состояний при известном начальном состоя-

нии S_0 процесса являются матрицы условных функций $F(t) = \|F_{kl}(t)\|$ распределения времени пребывания ЭМС в состоянии S_k до перехода в состояние S_l ($k, l = \overline{1, N}$) и условных вероятностей переходов $P = \|p_{kl}\|$, вложенной в данный ПМП однородной марковской цепи.

Вершина графа состояний и переходов S_K – одно из состояний аппаратуры, когда она либо полностью работоспособна, либо один или несколько из ее определяющих параметров Π_j ($j = \overline{1, N}$) находятся за пределами поля допуска, либо ЭМС находится на техническом обслуживании, либо на ней проводится текущий ремонт и другие состояния. В качестве Π_j основных законов распределения $F_{kl}(t)$ могут быть использованы такие законы, как равномерный, экспоненциальный, нормальный, Вейбулла-Гнеденко и другие [3].

Считая известными вид и параметры функций $F_{kl}(t)$ и значения вероятностей p_{kl} , методика определения показателей надежности ЭМС с использованием метода статистического моделирования основывается на получении достаточного количества реализаций ПМП на заданном интервале времени, представляя процесс эксплуатации ЭМС в виде последовательной смены состояний системы, и последующем расчете выбранных показателей надежности.

На основании графа состояний и возможных переходов ЭМС, характеризуемого матрицей условных вероятностей переходов P и номером исходного (начального) состояния ЭМС S_k^0 , осуществляется выбор направления перехода моделируемого процесса из состояния S_K в S_l . Для этого используется датчик случайных чисел, равномерно распределенных в интервале $(0,1)$, формирующий случайное число ξ_i с заданным законом распределения $F_{kl}(t)$, и проверяется условие

$$\sum_{v=1}^{l-1} p_{kv} < \xi_i \leq \sum_{v=1}^l p_{kv}, \quad k, l = \overline{1, N}. \quad (1)$$

Для выбранного перехода γ берется реализация случайной величины времени τ_{kl} , имеющей соответствующую функцию $F_{kl}(t)$. Для каждой r -й реализации $(r = \overline{1, N_p})$ фиксируются значения времени $\tau_{ki, ki+1}$ по каждому γ переходу, текущее время моделирования и номер состояния S_K , в котором полумарковский процесс находится в течение времени τ_{kl} . По этим данным формируются массивы моментов начала (окончания) каждого перехода

$$t_c(\gamma) = \sum_{\gamma=1}^{\gamma_k} \tau_{kl}(\gamma) \quad (2)$$

и среднего суммарного времени пребывания процесса в каждом S_K состоянии графа состояний и переходов

$$t_s(k) = \sum_{\tau=1}^{N_p} \sum_{\gamma=1}^{\gamma_{kr}} \tau_{kl}(\gamma), \quad (3)$$

где γ_{kr} – число переходов в r -й реализации процесса.

По данным массивов $t_c(\gamma)$ и $t_s(k)$ строится гистограмма числа посещений процессом каждого из S_K состояний $(k = \overline{1, N})$ при r -й реализации в виде массива $S^* = \|S_{kx}^*\|$. Для чего время реализации t_p представляется совокупностью временных интервалов $x(x = \overline{1, x_k})$ длительно-стью или шагом квантования Δt_x , число которых определяется как

$$x_k = \frac{t_p}{\Delta t_x}. \quad (4)$$

При формировании гистограммы сравниваются значения $\tau_{kl}(\gamma)$ с величиной $x\Delta t_x$ и находится наименьшее x , при котором $\tau_{kl}(\gamma) \geq x\Delta t_x$. Каждому состоянию S_K для любого $x = \overline{1, x_k}$ отводится определенная ячейка массива S^* . При попадании величины $\tau_{kl}(\gamma)$ в интервал x содержимое ячейки увеличивается на единицу, а количество ячеек n_γ для данного γ перехода определяется как

$$n_\gamma = \frac{t_c(\gamma) - t_c(\gamma-1)}{\Delta t_x}. \quad (5)$$

Если на интервале $\tau_{kl}(\gamma)$ не укладывается целое число Δt_x , то в этом случае оставшийся временной участок для перехода γ и момент его окончания либо отбрасывается, либо увеличивается на величину

$$A_1 = \Delta t_x - A_x = \frac{t_c(\gamma)}{\Delta t_x} - \text{integer} \left\lfloor \frac{t_c(\gamma)}{\Delta t_x} \right\rfloor. \quad (6)$$

Время пребывания $\tau_{kl}(\gamma)$ также изменяется и будет

$$\tau_{kl}(\gamma) = \tau_{kl}(\gamma) + \left\lfloor \frac{-A_x}{A_1} \right\rfloor. \quad (7)$$

Для нахождения объективных устойчивых характеристик процесса требуется его многократное повторение с последующей обработкой полученных результатов. Статистическая устойчивость оценок параметров случайного процесса обеспечивается вычислением их как средних значений по большому количеству реализаций, выбор которых определяется требованиями к точности результатов.

На практике необходимое число реализаций определяется исходя из заданных точности ε и достоверности α согласно соотношению [4]

$$N_p = \frac{\left[\Phi^{-1} \left(\frac{\alpha}{2} \right) \right]^2 \cdot p(1-p)}{\varepsilon^2}, \quad (8)$$

где $\Phi^{-1} \left(\frac{\alpha}{2} \right)$ – функция, обратная функции Лапласа; p – априорное значение рассчитываемой вероятностной характеристики.

Верхняя оценка потребного количества реализаций N_p^* для

$$\alpha = 0,95 \text{ и } \left[\Phi^{-1} \left(\frac{\alpha}{2} \right) \right]^2 = 4,2$$

определяется из условия максимума числителя выражения (8)

$$N_p^* = 1/\varepsilon^2. \quad (9)$$

По результатам N_p^* – кратного моделирования процесса переходов ЭМС производится количественная оценка ее показателей надежности. В частности, значения вероятности пребывания ЭМС в каждом из состояний графа состояний и переходов

$$\Pi_k(x\Delta t_x) = \frac{S_{kx}^*}{N_p^*}, \quad (10)$$

представляющие собой вероятности того, что ЭМС в рассматриваемый момент времени находится в $S_K \in S$ состоянии, и среднего времени пребывания ЭМС в каждом из $S_K \in S$ состояний

$$M_k = \frac{\sum_{r=1}^{N_p^*} \sum_{\gamma=1}^{\gamma_{kr}} \tau_{kl}^{(r)}(\gamma) \frac{1}{q_r}}{N_p^*}, \quad (11)$$

где $r(r = \overline{1, N_p^*})$ номер реализации, а q_r – число посещений процессом S_K состояния за r -ю реализацию.

Зная функции $\Pi_k(x\Delta t_x)$, можно определить функцию готовности ЭМС к использованию по назначению как

$$K(x\Delta t_x) = \sum_{k=1}^R \Pi_k(x\Delta t_x), \quad (12)$$

где R – число работоспособных состояний ЭМС в графе состояний и переходов.

Таким образом, метод статистического моделирования обеспечивает получение совокупности дискретных значений показателей в фик-

сированные моменты, которые аппроксимируются аналитическими зависимостями [5] в виде

$$\Phi_k(t) = a_{k0} + \sum_{v=1}^{v_k} a_{kv} t^v, \quad (13)$$

где a_{kv} , N , v – соответственно значения коэффициентов аппроксимации, число аппроксимируемых функций и степень аппроксимирующего полинома.

В соответствии с изложенным составлен алгоритм статистического моделирования, схема которого представлена на рис. 1.

Исходными данными алгоритма статистического моделирования являются:

- 1) вид и параметры законов распределения $F_{kl}(t)(k, l = \overline{1, N})$ времени пребывания ЭМС в S_K состоянии до перехода в состояние S_l ;
- 2) матрица условных вероятностей переходов $P = \|p_{kl}\|$;
- 3) величина шага квантования Δt_x , число работоспособных состояний R и начальное состояние S_k^0 ЭМС;
- 4) значение точности ε и достоверности α получаемых результатов моделирования;
- 5) продолжительность реализации моделируемого процесса t_p ;
- 6) количество точек аппроксимации m и степень аппроксимирующего полинома v_k .

В результате решения задачи должны быть получены:

- 1) функции вероятностей состояний $\Pi_k(t)(k = \overline{1, N})$ ЭМС;
- 2) функция готовности $K(t)$ ЭМС;
- 3) среднее время пребывания M_K ЭМС в каждом из $S_K \in S$ состояний графа состояний и переходов.

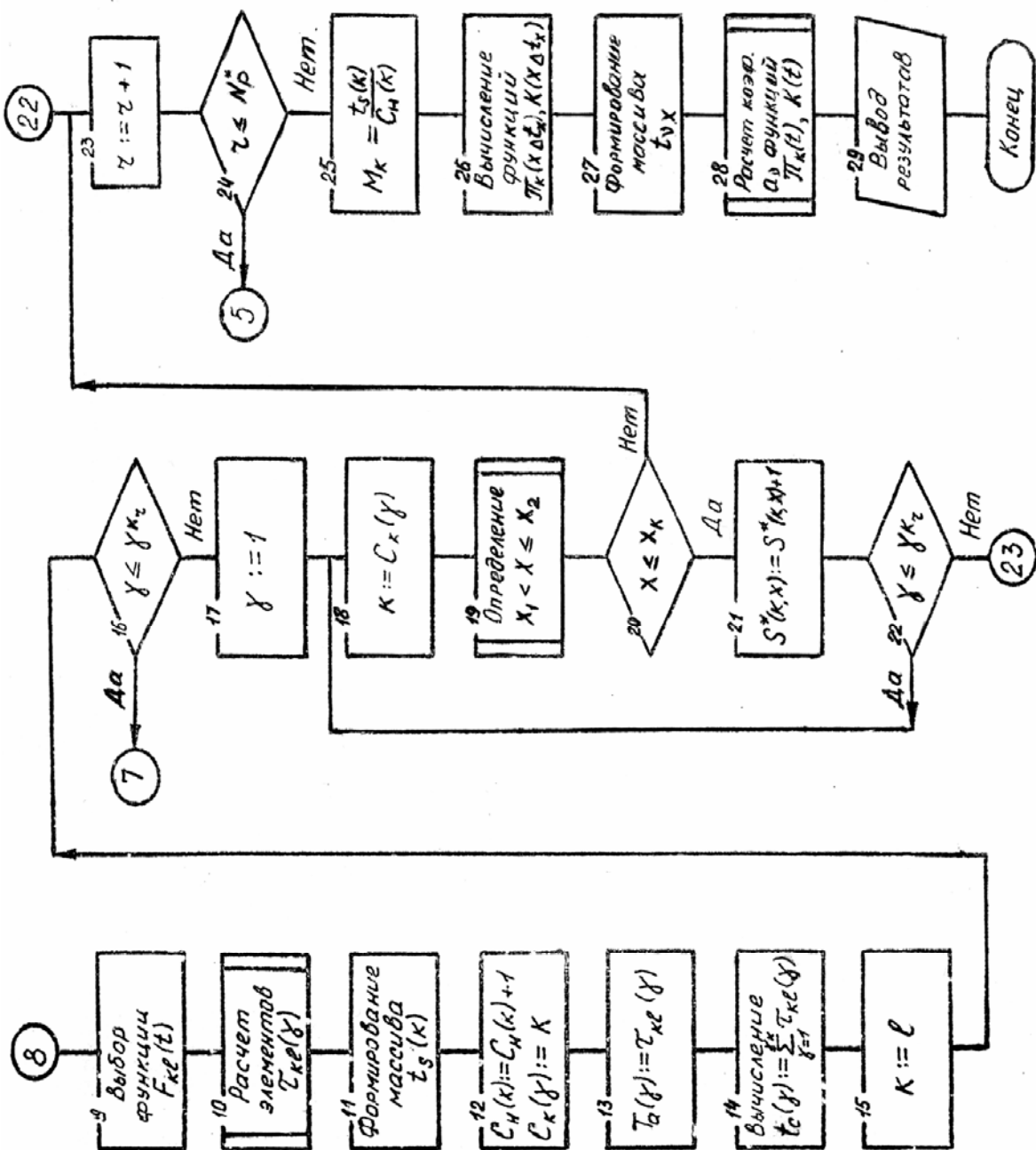
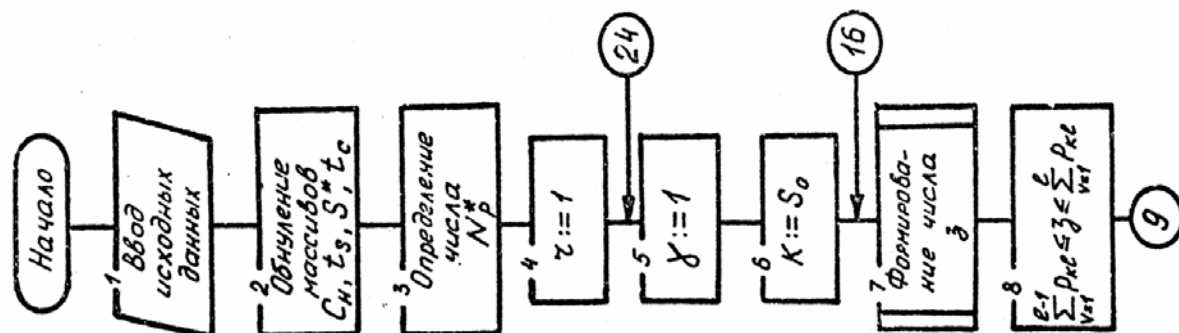


Рис. 1. Схема алгоритма статистического моделирования

Символы схемы алгоритма, приведенной на рис. 1, выполняют следующие операции. Символ 1. Ввод исходных данных. Символ 2. Обнуление массивов среднего суммарного времени пребывания ЭМС в $S_K \in S$ состояний $t_s(\kappa)$ и моментов времени начала (окончания) переходов $t_c(\gamma)(\gamma = \overline{1, \gamma_{kr}})$, обнуление соответственно счетчиков $S^*(\kappa, x)$ и $C_{\kappa}(\kappa)$ числа попаданий моделируемого процесса в состояние S_K на шаге $x(x = \overline{1, x_k})$ квантования и на всем интервале его r -й $(r = \overline{1, N_p^*})$ реализации. Символ 3. Расчет необходимого числа реализаций N_p^* моделируемого процесса. Символ 4. Формирование первой реализации. Символ 5. Счет числа переходов процесса $\gamma(\gamma = \overline{1, \gamma_{kr}})$. Символ 6. Выбор начального состояния S_k^0 ЭМС. Символ 7. Формирование случайного числа ξ , равномерно распределенного в интервале (0,1) с использованием датчика случайных чисел (ДСЧ). Символ 8. Выбор направления перехода, т. е. состояния $S_l(l = \overline{1, N})$, моделируемого процесса из состояния S_K согласно формуле (1). Символ 9. Выбор по номеру признака функции $F_{kl}(t)$, соответствующей данному γ переходу. Символ 10. Формирование случайного числа $\tau_{kl}(\gamma)$ с заданным законом распределения. Символ 11. Счет среднего суммарного времени $t_s(t)(k)$ согласно (3). Символ 12. Счет числа попаданий процесса в S_K состояние и фиксация номера этого состояния на каждом переходе его r -й реализации. Символ 13. Формирование массива $T_a(\gamma)$ значений времени $\tau_{kl}(\gamma)$ по каждому j переходу в r -й реализации процесса. Символ 14. Формирование массива моментов времени начала (окончания) переходов $t_c(\gamma)$ согласно выражению (2). Символ 15. Выбор номера строки матрицы P для определения направления очередного перехода моделируемого процесса. Символ 16. Проверка условия, все ли переходы r -й реализации рассмотрены. Символ 17. Выбор первого перехода r -й реализации. Символ 18. Чтение номера S_K состояния, соответ-

ствующего γ переходу. Символ 19. Определение моментов начала X_1 и окончания X_2 перехода γ и расчет количества занимаемых им ячеек согласно формуле (5), сдвигая моменты начала (окончания) переходов в ту или иную сторону (формулы (5–7)). Символ 20. Проверка условия: не выходит ли текущее значение x за пределы интервала моделирования процесса эксплуатации ЭМС. Символ 21. Формирование гистограммы числа посещений S_{kx}^0 . Символ 22. Проверка условия окончания перебора всех γ_{kr} переходов моделируемого процесса. Символ 23. Счет числа реализаций процесса r ($r = \overline{1, N_p^*}$). Символ 24. Проверка условия окончания перебора всех N_p^* реализаций процесса. Символы 25, 26. Расчет среднего времени M_k пребывания ЭМС в S_K состоянии функций $\Pi_k(x\Delta t_x)$ и $K(x\Delta t_x)$ в соответствии с выражениями (10), (11) и (12). Символ 27. Формирование массива в виде матрицы

$$T(v = \overline{1, v_k + 1}, x = \overline{1, x_k})$$

для аппроксимации дискретных значений полученных функций. Символ 28. Расчет коэффициентов аппроксимации a_{kv} согласно (13). Символ 29. Вывод результатов моделирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Барлоу Р. Математическая теория надежности / Р. Барлоу, Ф. Прошан; Под ред. Б. В. Гнеденко. – М.: Советское радио, 1969. – 389 с.
2. Кажан В. Е. Модель оценки качества системы технического обслуживания электромеханических комплексов / В. Е. Кажан, И. В. Котлярова // Транспорт: Збір. наук. пр. – Д., 2001. – Вип. 7.
3. Королюк В. С. Полумарковские процессы и их приложения / В. С. Королюк, А. Ф. Турбин – К.: Наук. думка, 1976. – 184 с.
4. Бусленко И. П. Моделирование сложных систем. 3-е изд. – М.: Наука, 1978. – 400 с.
5. Фаддеев Д. К. Вычислительные методы линейной алгебры / Д. К. Фаддеев, В. Н. Фаддеева. 2-е изд. – М.–Л.: Физматгиз, 1963. – 734 с.

Поступила в редколлегию 04.05.04.

М. М. КЕДРЯ, И. В. ЧУМАК (ДИИТ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЯГОВОГО ПРИВОДА ПОСТОЯННОГО ТОКА

На підставі відомої методики побудована математична модель тягового привода електровоза ДЕ1. Наводяться рівняння, структурна схема двигуна як нелінійного об'єкта регулювання, сталі часу ланок структури, індуктивність та інші характеристики.

На основе известной методики построена математическая модель тягового привода электровоза ДЭ1. Приводятся уравнения, структурная схема двигателя как нелинейного объекта регулирования, постоянные времени звеньев структуры, индуктивность и другие характеристики.

A mathematical model of the traction drive of electric locomotive series DE1 has been built on the basis of a well-known methodology. The equations, the structural scheme of the motor as a non-linear regulation object, the time constants of structure units, the induction and other characteristics are provided.

Рассмотрим тяговый двигатель ЭД 141У1, установленный на электровозе ДЭ1. Двигатель имеет последовательное возбуждение с компенсационной обмоткой и дополнительными полюсами. Представим двигатель в виде нелинейного объекта [1] с двумя входными и одной выходной координатой (рис. 1). Входными координатами тягового двигателя являются напряжение U и степень регулирования возбуждения β , а выходной – ток i .

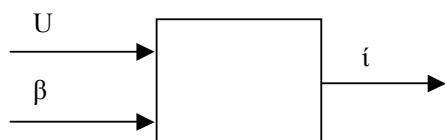


Рис. 1. Эквивалентная структурная схема тягового двигателя

При моделировании используем зависимость

$$i = \frac{U - c\psi\Phi}{R}, \quad (1)$$

где R – активное сопротивление обмоток двигателя; C – постоянный коэффициент; ψ – скорость движения.

Уравнение (1) – неявная функция тока i , так как магнитный поток Φ зависит от i и β . Ее можно определить путем аппроксимации зависимости $c\Phi(i_B)$ зависимостью

$$c\Phi = \frac{\beta i}{A\beta i + B}, \quad (2)$$

где A, B – коэффициенты, подбираемые по магнитной характеристике двигателя методом выравнивания в сочетании с методом наи-

меньших квадратов. Для двигателя ЭД 141У1 $A = 0,02036$ об/В·мин; $B = 8,0554$ об/Ом·мин, [3].

Подставив уравнение (2) в (1), получим

$$i = \frac{U}{R} - \frac{\beta i \psi}{(A\beta i + B)R}. \quad (3)$$

Решив уравнение (3) относительно тока i при заданной скорости ψ , получим статическую характеристику двигателя $i(U, \beta)$

$$i(U, \beta) = \frac{\beta(AU - \psi) - BR}{2AR\beta} + \frac{\sqrt{[BR + \beta(\psi - UA)]^2 + 4ABR\beta U}}{2AR\beta}. \quad (4)$$

При пусковом регулировании до необходимой скорости V поддерживают $\beta = 1$ и изменяют U . Далее при необходимости увеличения скорости движения на заданном соединении тяговых двигателей, сохраняют постоянным U и изменяют β [2].

При исследовании процессов регулирования надо учитывать нелинейность динамических характеристик, которые определяются зависимостью индуктивности двигателя от тока $L(i)$. Линеаризованную модель тягового двигателя при стабилизации скорости регулятором напряжения или тока возбуждения можно преобразовать в систему с нелинейными зависимостями. Для составления уравнений используем упрощенную схему замещения двигателя (рис. 2) с эквивалентным контуром вихревых токов и контуром регулирования возбуждения.

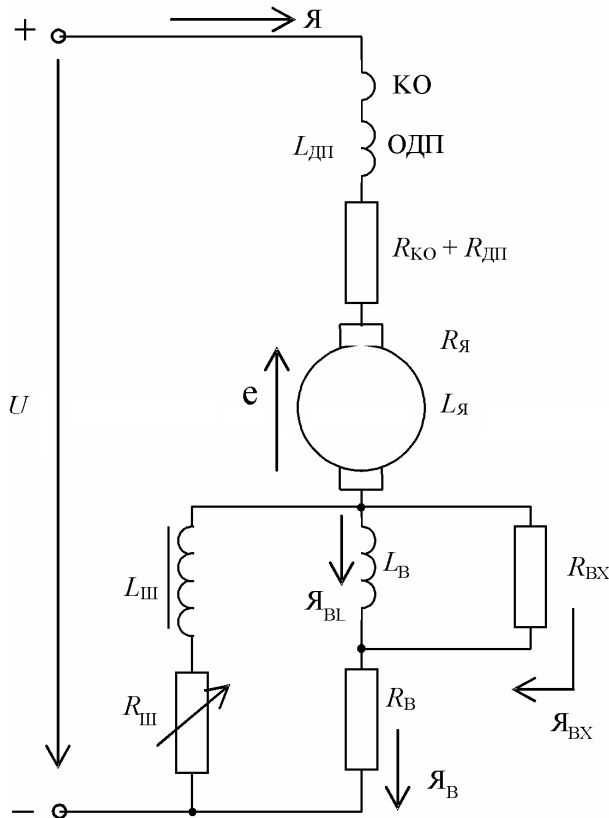


Рис. 2. Схема замещения тягового двигателя

Зависимость тока якоря от напряжения при переходных процессах имеет вид [1]

$$iR + \frac{d\psi(i)}{dt} = U - c\Phi\omega, \quad (5)$$

где $\psi(i) = iL(i)$ – потокосцепление в двигателе;

$$R = R_B + R_{B\beta} + R_{ДП} + R_{КО}.$$

Подставив в выражение (5) индуктивность $L(i)$, получим

$$\frac{di}{dt} \left[L(i) + \frac{idL(i)}{di} \right] + iR = U - c\Phi\omega, \quad (6)$$

где $L(i) = L_{ДП}(i) + L_B(i) + L_{Я}(i) \lim_{x \rightarrow \infty}$ – индуктивность обмоток двигателя.

Уравнение для контура вихревых токов имеет вид

$$\frac{d\psi(i_{BL})}{dt} - i_{BX}R_{BX} = 0, \quad (7)$$

где R_{BX} – сопротивление контура вихревых токов. Для двигателя ЭД 141У1 $R_{BX} = 0,054$ Ом [3]; i_{BX} – ток контура вихревых токов; i_{BL} – ток обмотки возбуждения

$$i_{BL} = i_B - i_{BX}. \quad (8)$$

Так как $\psi(i) = iL(i)$, то уравнение (7) можно преобразовать к виду

$$\frac{di_{BL}}{dt} \left[L_B(i_{BL}) + i_B \frac{dL_B(i_{BL})}{di_{BL}} \right] - i_{BX}R_{BX} = 0. \quad (9)$$

Учитывая, что выражение в скобках представляет собой эквивалентную индуктивность $L_{B\Xi}$ нелинейной схемы замещения:

$$L_{B\Xi}(i_{BL}) = L_B(i_{BL}) + i_{BL} \frac{dL_B(i_{BL})}{di_{BL}}, \quad (10)$$

то с учетом выражения (8) получим

$$L_{B\Xi}(i_{BL}) \frac{di_{BL}}{dt} + i_{BL}R_{BX} = i_B R_{BX}.$$

В операторной форме записи с учетом того, что $L_{BL}(i_{BL})$ определяет броски тока в начальный момент переходного процесса при $L_{B\Xi} = \text{const}$

$$(L_{B\Xi}p + R_{BX})i_{BL}(p) = i_B(p)R_{BX}. \quad (11)$$

Передаточная функция, связывающая i_B с i_{BL} , имеет вид

$$W_B(p) = \frac{i_{BL}(p)}{i_B(p)} = \frac{1}{T_B p + 1}, \quad (12)$$

где $T_B = \frac{L_{B\Xi}}{r_{BX}}$ – постоянная времени контура.

Приняв за $L_{B\Xi}$ среднее значение индуктивности из графика $L(i)$ (рис. 3), получим

$$T_B = \frac{8,5 \cdot 10^{-3}}{0,054} \cong 0,2 \text{ с.}$$

Тогда

$$W_B(p) = \frac{1}{0,2p + 1}.$$

Учитывая, что зависимости $F(i)$ и $F(\omega)$ при больших отклонениях можно считать линейными, то:

$$F_K(p) = W_2(p)i(p), \quad (13)$$

$$\omega(p) = W_3'(p)F(p) - W_3''(p)W_B(p), \quad (14)$$

где $W_2(p) = K_2$, $W_3'(p) = \frac{K_3'}{T_3 p + 1}$, $W_3'' = \frac{K_3''}{T_3 p + 1}$.

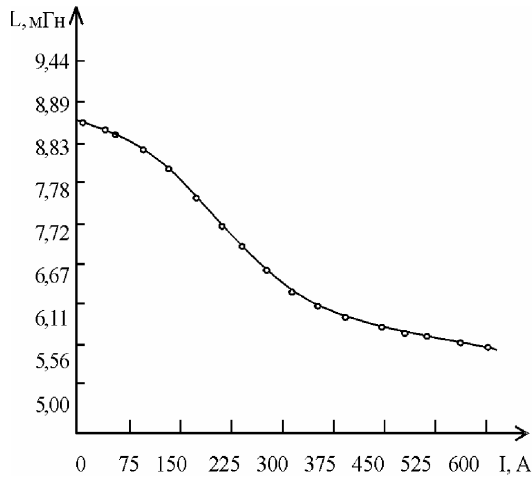


Рис. 3. Индуктивность двигателя

С учетом уравнения

$$i_B = i\beta \quad (15)$$

получим следующую систему нелинейных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{di}{dt} \left[L(i) + i \frac{dL(i)}{di} \right] + iR = U - c\Phi(i_{BL})\upsilon, \\ R = R_B + R_{KO} + R_{ДП} + R_B\beta, \\ L_{BЭ} \frac{di_{BL}}{dt} + i_{BL}R_{BX} = i_B R_{BX}, \\ i_B = i\beta, \\ F(i) = K_F i, \\ \frac{d\upsilon}{dt} = \frac{\xi}{1+\gamma} \left[\frac{nF(i)}{mg} - \omega_0 - \omega_\partial \right], \\ c\Phi = f(i_{BL}). \end{array} \right. \quad (16)$$

Физический смысл и значение ξ , γ , n , mg , ω_0 и ω_∂ приведены в [1]. В операторной форме записи уравнения (16) можно записать в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} pi(p)[W_{H1}(p) + W_{H2}(p)i(p)] + \\ + R_B(p)i(p) = U(p) - \\ - W_{H3}(p)\upsilon(p)i_{BL}(p), \\ R(p) = R_\gamma(p) + R_{ДП}(p) + \\ + R_{KO}(p) + W_8(p)\beta(p), \\ i_{BL}(p) = W_9(p)i(p), \\ F(p) = W_2(p)i(p), \\ \upsilon(p) = W_3'(p)F(p) - W_3''(p)W_8(p), \\ i_B(p) = \beta(p)i(p), \end{array} \right. \quad (17)$$

где $W_{H1}(p), W_{H2}(p), W_{H3}(p)$ – нелинейные передаточные функции зависимостей $L(i)$, $\frac{dL(i)}{dt}$, $c\Phi(i_B)$; $W_8(p) = K_8 = R_B = 0,0269$ (для двигателя ЭД 141У1).

Графики зависимостей $L(i)$, $\frac{dL(i)}{dt}$, $c\Phi(i_B)$ для двигателя ЭД 141У1 приведены на рис. 3–5.

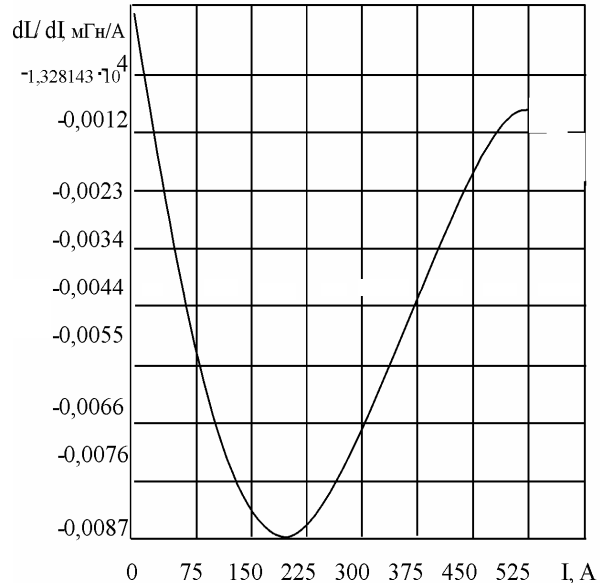


Рис. 4. Производная от индуктивности

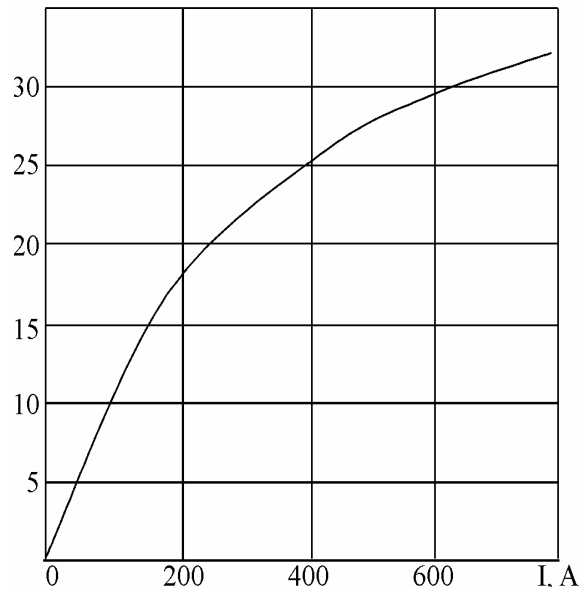


Рис. 5. Магнитная характеристика

На основании системы уравнений (17) можно построить структурную схему тягового двигателя (рис. 6).

Рис. 6. Структурная схема тягового двигателя

В структурную схему введены сравнивающие элементы СЭ1-5, блоки умножения БУ1-5 и элемент f^{-1} , с помощью которого вычисляется функция, обратная входной $L + i \frac{dL}{dt}$.

Так как длительность переходного процесса при переходе с одной характеристики на другую превышает 0,5 с, то действием вихревых токов на процессы можно пренебречь, считая, что $W_9(p) = 1$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автоматизация электрического подвижного состава / Под ред. Д. Д. Захарченко. – М.: Транспорт, 1978.
2. Безрученко В. М. Тягові електричні машини електрорухомого складу / В. М. Безрученко, В. К. Варченко, В. В. Чумак. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп., 2003. – 252 с.
3. Электродвигатель постоянного тока тяговый типа ЭД141У1, ЭД141АУ1: Руководство по эксплуатации БИЛТ.652341.002РЭ, 1995.

Поступила в редколлегию 06.04.04.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТЯГОВЫХ ПРИВОДАХ ЛОКОМОТИВОВ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ

У статті наведено деякі результати моделювання на ЕОМ динамічних процесів у тяговому приводі вантажних і пасажирських електровозів при реалізації граничних сил зчеплення і їх взаємодія з протибоксовочною системою попередження боксування.

В статье приведены некоторые результаты моделирования на ЭОМ динамических процессов в тяговом приводе грузовых и пассажирских электровозов при реализации предельных сил сцепления и их взаимодействия с противобоксовочной системой предупреждения боксования.

The article represents some results of computer modelling of dynamic processes in the tractive drive of freight and passenger electric locomotives in realization of marginal friction forces and their interaction with anti-boxing system of boxing prevention.

В работе [1] дано обоснование выбора расчетных и математических моделей, а также алгоритма моделирования на ПЭВМ динамических процессов в тяговых приводах локомотивов с учетом взаимодействия указанных процессов с противобоксовочной системой для режимов тяги, выбега, реализации предельных сил сцепления, а также боксования и юза с целью выбора оптимальных параметров систем обнаружения предельных сил сцепления (СОПСС) и предупреждения боксования колесных пар локомотивов.

В данной статье приводятся некоторые результаты моделирования на ПЭВМ указанных динамических процессов для режимов тяги и реализации предельных сил сцепления применительно к грузовым электровозам с опорно-осевой подвеской ТЭД, а также к грузопассажирским электровозам с опорно-рамной подвеской ТЭД и опорно-осевой подвеской тяговых редукторов (рис. 1). При этом в соответствии с работами [1; 2], используется линеаризованная в малой окрестности равновесного режима $\dot{\phi}_{ks} = \dot{\phi}_*$ математическая модель следующего вида (уравнения (1)):

$$\begin{aligned} J_{\text{я}} \ddot{\phi}_{\text{я}} + b \dot{\Delta}_1 + b \dot{\Delta}_2 + c \Delta_1 + c \Delta_2 &= M, \\ J_{\text{п}} \ddot{\phi}_{\text{п}} + (m_0 L_{0z} + m_{\text{я}} L_{\text{яз}}) \ddot{z}_{\text{к}} + \\ &+ (m_0 L_{0x} + m_{\text{я}} L_{\text{яx}}) \ddot{x}_{\text{к}} - (u+1) b \dot{\Delta}_1 - \\ &- (u+1) b \dot{\Delta}_2 - (u+1) c \Delta_1 - (u+1) c \Delta_2 + \\ &+ l_* b_{\text{п}} \dot{\Delta}_{\text{п}} + l_* c_{\text{п}} \Delta_{\text{п}} = -M, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_{\text{к}} \ddot{\phi}_{\text{к1}} + u b \dot{\Delta}_1 + b_0 \dot{\Delta}_0 + u c \Delta_1 + c_0 \Delta_0 &= \\ &= -M_{\text{с1}} \left(\dot{\phi}'_{\text{к1}} \right), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_{\text{к}} \ddot{\phi}_{\text{к2}} + u b \dot{\Delta}_2 - b_0 \dot{\Delta}_0 + u c \Delta_2 - c_0 \Delta_0 &= \\ &= -M_{\text{с2}} \left(\dot{\phi}'_{\text{к2}} \right), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_{\text{к}} \ddot{z}_{\text{к}} + (m_0 L_{0z} + m_{\text{я}} L_{\text{яз}}) \ddot{\phi}_{\text{п}} + b_{\text{п}} \dot{\Delta}_{\text{п}} + \\ + b_{\text{п}} \dot{\Delta}_{\text{п}} + b_1 \dot{z}_{\text{к}} + c_{\text{п}} \Delta_{\text{п}} + c_{\text{п}} \Delta_{\text{п}} + c_1 z_{\text{к}} &= 0, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_{\text{к}} \ddot{x}_{\text{к}} + (m_0 L_{0x} + m_{\text{я}} L_{\text{яx}}) \ddot{\phi}_{\text{п}} + b_{\text{х}} \dot{x}_{\text{к}} + \\ + c_{\text{х}} x_{\text{к}} = \sum_{s=1}^2 F_{\text{сs}} \left(\dot{\phi}'_{\text{кс}} \right), \quad s=1, 2. \end{aligned}$$

В уравнениях (1):

$$M_{\text{сs}} \left(\dot{\phi}'_{\text{кс}} \right) = 0,5 (\Pi_0 + \Delta \Pi) R \psi_0 k \left(\dot{\phi}'_{\text{кс}} \right),$$

$$F_{\text{сs}} = R^{-1} M_{\text{сs}} \left(\dot{\phi}'_{\text{кс}} \right),$$

$$\Delta \Pi = b_{\text{п}} (\dot{z}_{\text{к}} - \eta) + c_{\text{п}} (z_{\text{к}} - \eta),$$

$$\dot{\phi}'_{\text{кс}} = \dot{\phi}'_{\text{кс}} - \dot{x}_{\text{к}} / R,$$

$$\Delta_1 = \phi_{\text{я}} + u \phi_{\text{к1}} - (u+1) \phi_{\text{п}},$$

$$\Delta_2 = \phi_{\text{я}} + u \phi_{\text{к2}} - (u+1) \phi_{\text{п}},$$

$$\Delta_0 = \varphi_{k1} - \varphi_{k2},$$

$$\Delta_p = z_k + l_* \varphi_p,$$

$$\Delta_{\Pi} = z_k - \eta,$$

$$L_{0z} = L_0 \cos \varphi_{\Pi},$$

$$J_{p*} = J_p + m_{\text{я}} L_{\text{я}}^2 + m_{\text{я}} L_0^2,$$

$$L_{0x} = L_0 \sin \varphi_{\Pi},$$

$$L_{\text{я}z} = L_{\text{я}} \cos \varphi_{\Pi},$$

$$L_{\text{я}x} = L_{\text{я}} \sin \varphi_{\Pi},$$

где $\varphi_{\text{я}}$, φ_p , φ_{k1} , φ_{k2} – абсолютные углы поворота якоря ТЭД, редуктора, первого и второго колеса колесной пары соответственно;

z_k , x_k – абсолютные вертикальные и горизонтальные перемещения оси колесной пары соответственно;

$J_{\text{я}}$, J_p , J_{k1} , J_{k2} – моменты инерции якоря ТЭД относительно собственной оси вращения, корпуса блока «ТЭД–редуктор» относительно центральной оси, соответствующих колес оси локомотива с учетом связанных с ними зубчатых колес редуктора соответственно;

m_k , m_0 , $m_{\text{я}}$ – соответственно массы всего колесно-моторного блока, корпуса блока «ТЭД–редуктор», якоря ТЭД;

M – мгновенная величина момента ТЭД;

Π_0 , $\Delta\Pi$ – соответственно статическая и динамическая составляющие вертикальной нагрузки колесной пары на рельсы;

ψ_0 , $k(\dot{\varphi}'_{ks})$ – соответственно потенциальное значение коэффициента сцепления и безразмерная характеристика сцепления колес с рельсами как функция скорости проскальзывания колес $\dot{\varphi}'_{ks}$, определяемая согласно рекомендациям [1];

$T_{\text{э}}$ – электромагнитная постоянная цепи ТЭД, определяемая согласно [2];

R , l_* – радиус колес и базовый параметр редуктора соответственно;

L_0 , $J_{\text{я}}$, φ_{Π} – соответственно расстояние вдоль централи от оси колесной пары до центров тяжести корпуса блока «ТЭД–редуктор» и

якоря ТЭД, а также угол наклона централи указанного блока;

c , b , c_0 , b_0 , c_1 , b_1 , c_x , b_x , c_{Π} , b_{Π} , c_p , b_p – соответственно приведенные к оси якоря ТЭД угловая жесткость и коэффициент вязкого трения эквивалентной связи якоря ТЭД с зубчатым колесом редуктора, оси колесной пары, а также аналогичные линейные характеристики буксового рессорного подвешивания тележки, продольной связи колесной пары с тележкой, рельсового пути в вертикальной плоскости и узла подвески блока «ТЭД–редуктор» к раме тележки; u – передаточное число редуктора; η_s – обобщенная вертикальная неровность рельсового пути под s -колесом.

Линеаризированные выражения силовых функций, входящих в правые части уравнений, имеют вид

$$\left. \begin{aligned} M &= -v u^{-2} \dot{\varphi}_2, \\ M_{cs}(\dot{\varphi}'_{ks}) &= 0,5 \left[\frac{\Delta\Pi}{\Pi_0} M_* + \alpha \left(\dot{\varphi}_{ks} - \frac{\dot{x}_k}{R_s} \right) \right], \\ F_{cs}(\dot{\varphi}'_{ks}) &= \frac{1}{R} \sum_s M_{cs}(\dot{\varphi}'_{ks}), \quad s=1,2, \\ \alpha &= R \Pi_0 \psi_0 \alpha'. \end{aligned} \right\}, (2)$$

где α' , α , v – соответственно крутизна безразмерной и полной характеристики сцепления колесной пары с рельсами, приведенная к оси колесной пары крутизна характеристики ТЭД в равновесном режиме $\dot{\varphi}_{ks} = \dot{\varphi}_*$ или $\dot{\varphi}_{ks} = \dot{\varphi}_{*1}$.

При моделировании динамических процессов в режимах тяги ($\alpha \neq 0$) крутизна восходящего участка характеристики сцепления $M_{cs}(\dot{\varphi}'_k)$ каждого колеса оси локомотива ($\alpha \neq 0$) вычислялась по формуле (см. выражение (1)), а в режимах реализации предельных сил сцепления, когда равновесная скорость скольжения колес $\dot{\varphi}'_*$ соответствует горизонтальному переходному участку кривой сцепления (см. рис. 1), ее крутизна принималась равной нулю ($\alpha = 0$).

Численные значения величин, входящих в формулу α , принимались согласно рекомендациям работы [2] для каждой фиксированной скорости движения локомотива V .

Возмущения со стороны пути учитывались в виде вертикальных неровностей рельсового пути под каждым колесом η_s и задавались двумя способами: в виде детерминированной функции

$\eta_s(t) = a_s \sin(\omega t - \beta_s)$, $s = 1, 2$, реализующей как симметричный ($a_1 = a_2 = a$, $\beta_1 = \beta_2 = \beta$), так и несимметричный ($a_1 \neq a_2$, $\beta_1 \neq \beta_2$) характер неровностей, и в виде случайного процесса посредством функции спектральной плотности неровностей $S_{\eta_s} \omega$ в частотном интервале $\omega = 2\pi f$, где $f = 1 \dots 200$ Гц.

Используя программный комплекс Matlab [6] и один из указанных способов задания возмущений со стороны пути, были получены (рис. 2, 3) и проанализированы амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) для всех обобщенных координат системы (1), $q_i = q_i(\omega)$, $i = 1, 2 \dots 6$, а также соответствующих обобщенных ускорений $\ddot{q}_i = \ddot{q}_i(\omega)$ и суммарного вертикального ускорения корпуса редуктора в точке крепления датчика виброускорения $z(\omega) = \ddot{z}_k + \ddot{\phi}_p l_*$ при различных значениях инерционных, упругих диссипативных и геометрических параметров тяговых переводов (см. рис. 1).

Учитывая, что основными параметрами используемой нами системы обнаружения предельных сил сцепления и предупреждения боксования локомотивов [5] являются центральные частоты полосовых фильтров, выбираемые в зависимости от соответствующих собственных (резонансных) частот колебательной системы (см. рис. 1), в полученных АЧХ $\ddot{q}_i(\omega)$ основной интерес представляло наличие (или отсутствие) соответствующих резонансных пиков и соотношение между ними в графиках АЧХ для различных обобщенных координат, значения резонансных частот и характер последних при возможном изменении параметров системы рис. 1 в процессе эксплуатации. Величины же самих резонансных амплитуд на графиках $\ddot{q}_i(\omega)$, зависящих от точности задания возмущений со стороны пути и выбранных коэффициентов диссипации системы (b_i), не имеют особого значения. В подобной постановке задачи результаты исследований будут равнозначны вне зависимости от способа задания неровностей пути (в детерминированной или случайной форме). В последнем случае рационально воспользоваться рекомендациями работы [3], задавая спектральную плотность ускорений вертикальных неровностей пути $S_{\eta}(\omega)$ в виде белого шума

$$S_{\eta}(\omega) = 1,24 \cdot 10^{-6} V^3 = K_v = \text{const},$$

где V – скорость локомотива, м/с. Тогда согласно [3; 4] спектральная плотность обобщенных ускорений системы (1) $S_{\ddot{q}_i}(\omega)$, $i = 1, 2 \dots 6$ может быть найдена в виде

$$S_{\ddot{q}_i}(\omega) = |W_{q_j}(i\omega)|^2 S_{\ddot{\eta}}(\omega) = K_v |W_{q_j}(i\omega)|^2, \quad (3)$$

где $|W_{q_j}(i\omega)|$ – модуль амплитудно-частотной характеристики каждой j -й обобщенной координаты;

K_v – некоторая константа (принимая в дальнейшем равной единице).

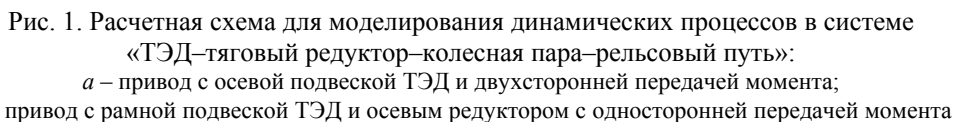
Таким образом, модуль АЧХ, спектральная плотность обобщенных ускорений отличаются друг от друга лишь масштабными коэффициентами по оси ординат и равнозначны по оси частот (ω) (идентичны значения резонансных частот и величины отношений резонансных амплитуд между собой).

При вычислении АЧХ интересующих выходных показателей системы (1) значения коэффициентов диссипации (b_i), характеризующих рассеивание энергии колебаний в различных элементах системы «экипаж–тяговый привод–рельсовый путь» (см. рис. 1), принимались согласно рекомендациям [4], регламентирующим коэффициенты рассеивания колебаний для парциальных систем в зависимости от материала деформируемых звеньев.

Результаты проведенных исследований позволяют обосновать выбор непрерывно регистрируемого динамического сигнала (с позиции его наибольшей информативности), который подается на вход УОПСС и обеспечивает функционирование системы предупреждения боксования в целом, а также выбор таких важнейших параметров УОПСС, как число параллельно работающих полосовых фильтров, значения их частот и требуемая ширина полосы пропускания ими (по частоте) входных сигналов и др.

Как следует из рис. 2, 3, характер АЧХ обобщенных координат $q_i = q_i(\omega)$ или обобщенных ускорений $\ddot{q}_i = \ddot{q}_i(\omega)$ системы рис. 1 в режимах тяги ($\alpha \neq 0$) и в режимах реализации предельных сил сцепления существенно отличаются для приводов как с двухсторонней, так и с односторонней передачей тягового момента. Для грузовых электровозов с жестким двухсторонним тяговым приводом (см. рис. 1, а), в котором отсутствуют эластичные элементы в связи якоря ТЭД с редуктором,

угловым колебаниям привода, всегда на 6...10 % меньше, чем частота синфазных ($\varphi_{k1} = \varphi_{k2}$) угловых колебаний колес каждой оси локомотива (см. рис. 2, в) и проявляется при несимметричном характере вертикальных неровностей пути $\eta_1 \neq \eta_2$.



сти и надежности в эксплуатации целесообразно использовать в качестве входного сигнала для УОПСС вертикальное ускорение точки корпуса блока «ТЭД-редуктор» (см. рис. 2, а, 3, а) для локомотивов как с опорно-осевой подвеской ТЭД, так и с опорно-рамной их подвес-

кой при наличии осевых редукторов. В последнем случае, когда осевые редукторы отсутствуют (например, привод тепловозов ТЭП60-

ТЭП70), рационально использовать датчики угловых ускорений (угловых скоростей) одного из колес оси локомотива (см. рис. 2, в и 3, в).

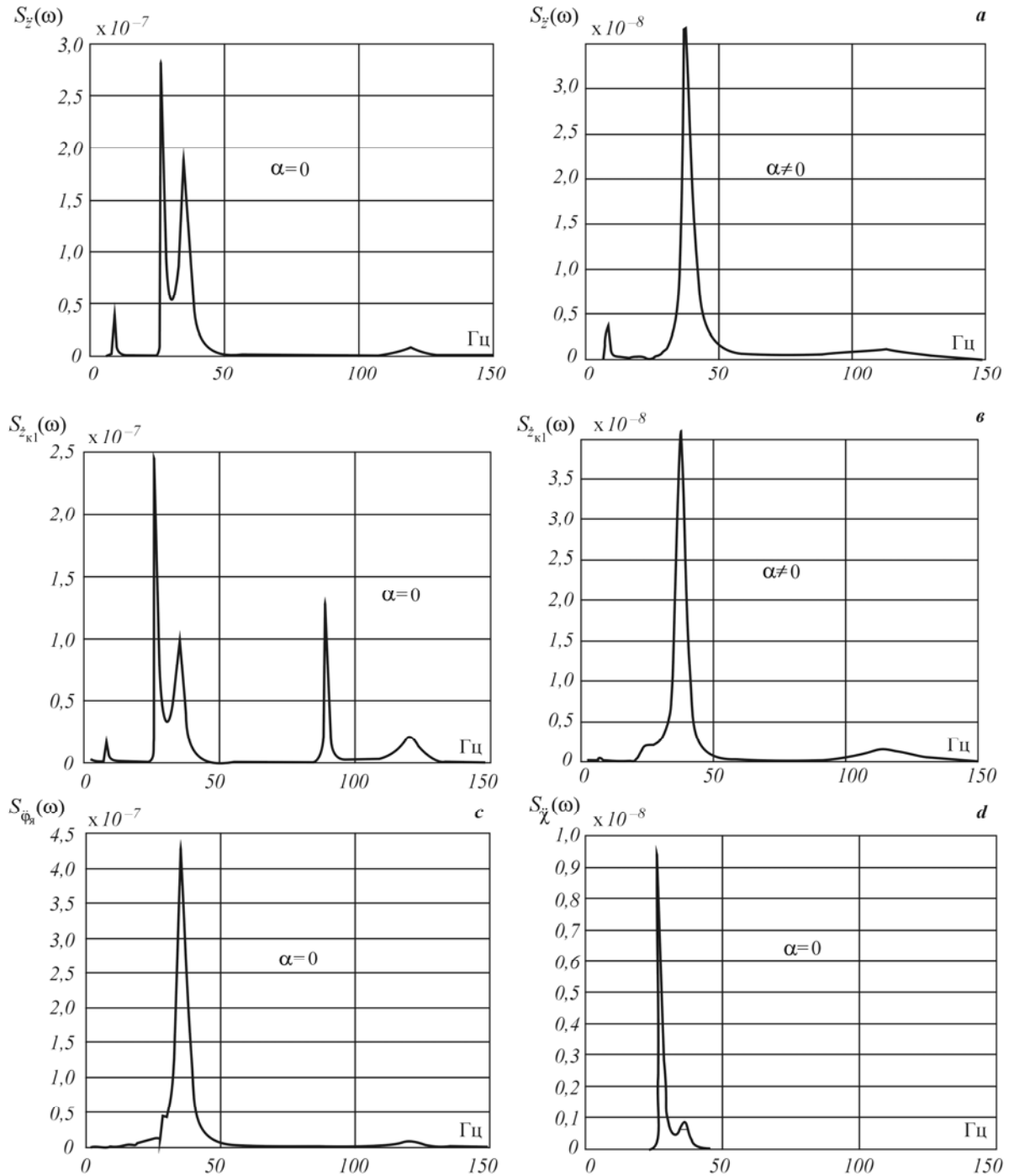


Рис. 2. Нормирование АЧХ ускорений элементов тягового привода с двухсторонней передачей момента в режимах тяги ($\alpha \neq 0$) и при реализации предельных сил сцепления ($\alpha = 0$):

a – суммарного вертикального ускорения точки тягового редуктора; *в* – углового ускорения колеса;

с – якоря ТЭД; *d* – горизонтального ускорения оси колесной пары

Для тяговых приводов с упругой связью якоря ТЭД с редуктором (см. рис. 1, в), когда ее торсионная жесткость, приведенная к валу якоря, в 15...20 раз меньше, чем для варианта (см. рис. 1, а), а также угол наклона централи редуктор $\alpha_{ц} = 0$, характерно (см. рис. 3) прак-

тически отсутствие взаимосвязи между вертикальными и горизонтальными колебаниями оси колесной пары и угловыми колебаниями привода в рассматриваемых режимах и соответственно более слабое влияние на изменение резонансных частот, отвечающих максимуму вер-

тикальных и горизонтальных колебаний колесной пары, при переходе от режима $\alpha \neq 0$ к режиму $\alpha = 0$.

Поэтому при выборе центральных частот полосовых фильтров УОПСС для типов приводов, изображенных на рис. 1, а, надо ориентироваться на собственные частоты системы рис. 1, отвечающие по формам колебаний максимуму горизонтальных колебаний оси колес-

ной пары, а также синфазных и противофазных угловых колебаний привода. Для типов приводов, изображенных на рис. 1, в, следует ориентироваться в основном на собственные частоты их угловых колебаний. При этом, как показали результаты моделирования, указанные частоты при наличии новых и предельно изношенных бандажей будут отличаться не более чем на 0,5...1 %.

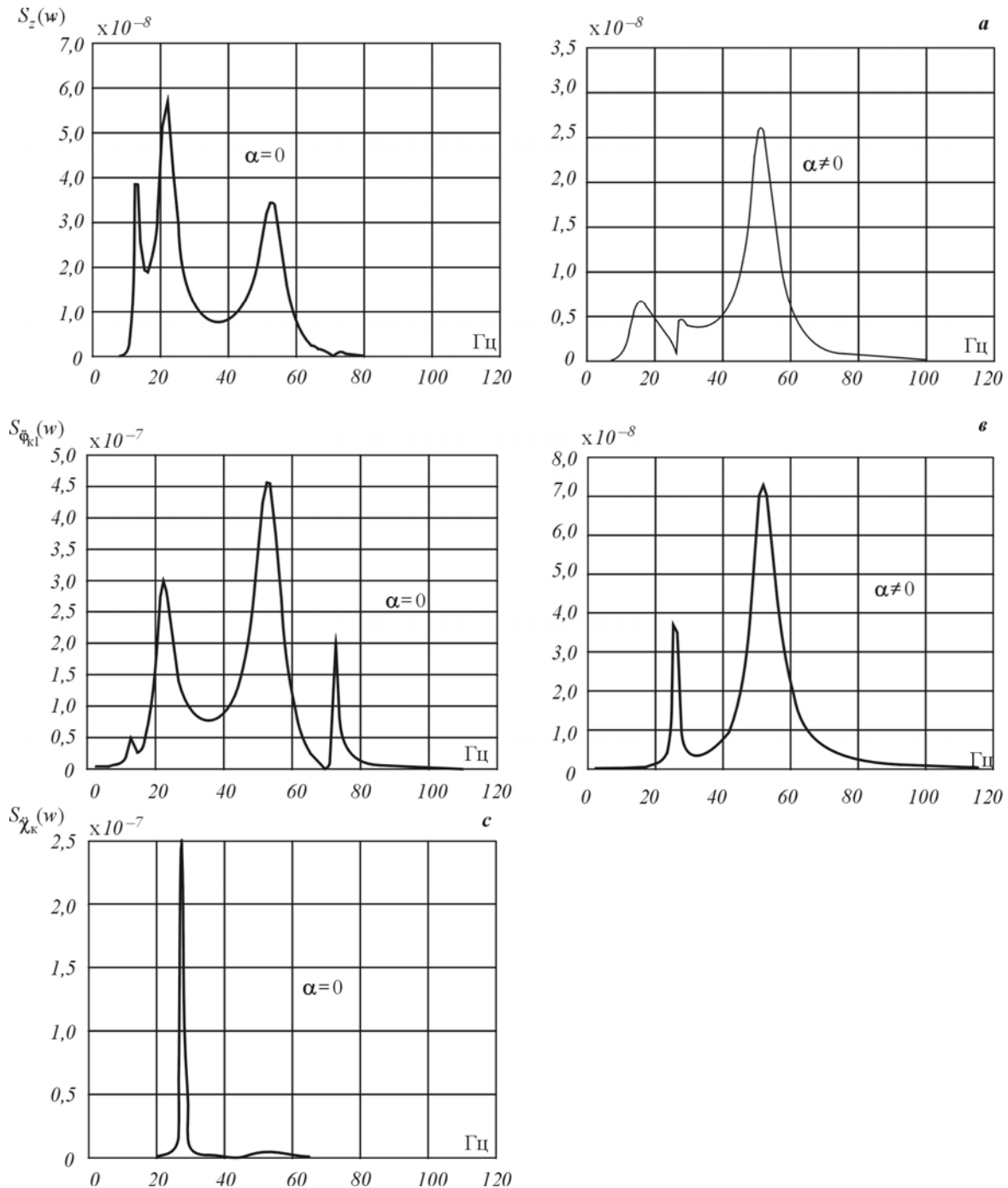


Рис. 2. Нормирование АЧХ ускорений элементов тягового привода с односторонней передачей момента в режимах тяги ($\alpha \neq 0$) и режимах реализации предельных сил сцепления ($\alpha = 0$):

а – суммарного вертикального ускорения точки редуктора; б – углового ускорения колеса;

в – горизонтальной оси колесной пары

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кийко А. И., Павленко А. П. Моделирование динамических процессов в системе «тяговый электродвигатель–колесная пара–рельсовый путь–противобоксовочная система» // Сб. науч. тр. Национальной горной академии Украины. – Д., 2002. – Т. 3, № 13. – С. 47–51.
2. Павленко А. П. Динамика тяговых приводов магистральных локомотивов. – М.: Машиностроение, 1991. – 192 с.
3. Ушкалов В. Ф. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств // В. Ф. Ушпалов, А. М. Резников и др. – К.: Наук. думка, 1989. – 240 с.
4. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с.
5. Павленко А. П. Микропроцессорная система предупреждения боксования и юза локомотивов / А. П. Павленко, А. А. Павленко, В. А. Павленко и др. // Вісн. Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. – Луганськ, 2002. – № 6 (52). – С. 39–42.
6. Matlab // The Language of Technical Computing, Version 5.3.0. January 1999.

Поступила в редколлегию 23.06.04.

Д. В. УСТИМЕНКО (ДИИТ)

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИЛЫ ПРИ РЕКУПЕРАЦИИ ЭЛЕКТРОВОЗОВ ПОСТОЯННОГО ТОКА, ВЫПОЛНЕННАЯ НА СОВРЕМЕННОЙ ЭЛЕМЕНТНОЙ БАЗЕ

Пропонується система автоматичного регулювання гальмівного зусилля при рекуперації електровозів постійного струму, в якій необхідне гальмівне зусилля формується розв'язувальним пристроєм, побудованим на базі мікроконтролера, згідно з заданим законом, який забезпечує підвищення об'єму енергії рекуперації в порівнянні з існуючими варіантами. Наведені розрахунки перехідних процесів для найбільш характерних випадків роботи системи.

Предлагается система автоматического регулирования тормозной силы при рекуперации электровозов постоянного тока, в которой необходимое тормозное усилие формируется решающим устройством, построенным на базе микроконтроллера, в соответствии с заданным законом, который обеспечивает увеличение объема энергии рекуперации в сравнении с существующими вариантами. Приведен расчет переходных процессов для наиболее характерных случаев работы системы.

The authors suggest a system of automatic control of braking force at recuperation of d.c. electric locomotives, in which the necessary braking effort is generated by the decisive unit, constructed on the basis of a microcontroller, according to the pre-set law, which provides an increase of the volume of recuperative energy in comparison with existing variants. The calculation of transitional processes for the most typical cases of system operation has been provided.

В связи с острой необходимостью экономии электроэнергии в Украине, разработка и внедрение рациональных, с точки зрения увеличения возврата электроэнергии в сеть, способов управления процессом рекуперации имеет в настоящее время большое значение для железнодорожного транспорта. Автором предложен способ, при котором тормозная сила, развиваемая электровозом при рекуперации, изменяется не по ограничениям тормозной характеристики, как это принято в существующих схемах, а по закону, обеспечивающему рациональное увеличение энергии возврата. Такой способ управления рекуперативным торможением может быть реализован системой автоматического регулирования рекуперативного торможения (САР РТ), построенной на базе современных микроконтроллеров с высоким быстродействием. Функциональная схема предлагаемой САР РТ приведена на рис. 1. В режиме рекуперативного торможения система состоит из основной цепи регулирования и четырех ветвей обратной связи: по току рекуперации; по току возбуждения; по отношению токов возбуждения и рекуперации; по максимальному напряжению тяговых электродвигателей.

Основная цепь регулирования состоит из блока начальных условий (БНУ); решающего устройства (РУ); блока задания тока якоря

(ЗТЯ). В блок начальных условий с пульта управления вводятся значения массы состава, требуемое замедление, конечная скорость при торможении, среднее значение величины спрямленного уклона, а также с датчиков – текущая скорость движения состава и напряжение в контактной сети. Предлагаемая система обеспечивает рациональное, с точки зрения увеличения энергии возврата, торможение в заранее спланированных местах. Во всех остальных случаях применяется рекуперативное торможение с изменением тормозной силы по ограничениям тормозной характеристики. Сформированный сигнал в БНУ подается в решающее устройство (РУ), в котором производится вычисление необходимой величины тормозной силы для торможения по требуемому закону.

С РУ величина тормозной силы подается на вход блока задания тока якоря (ЗТЯ), в котором происходит пересчет тормозной силы в ток рекуперации. Из сигнала с выхода ЗТЯ, в узле сравнения, вычитается сигнал ветви обратной связи по току рекуперации, которая предназначена для стабилизации тока рекуперации при нормальном режиме рекуперативного торможения, т. е. при отсутствии юза, заданном отношении тока рекуперации к току возбуждения и при допустимом в эксплуатации напряжении в контактной сети.

радиус приведения; V – линейная скорость поезда, м/с; $\omega_{\text{дв}}$ – угловая скорость вращения вала тягового электродвигателя, с^{-1} .

Момент сопротивления $M_{\text{с}}$, приведенный к валу одного тягового электродвигателя, при выбеге поезда на уклоне, Н·м:

$$M_{\text{с}} = \frac{M_{\text{п}} R_{\text{к.п}} g \eta_{\text{з.п}} (i_{\text{с}} - \omega_0)}{i_{\text{ред}} 8 \cdot 10^3}, \quad (3)$$

где $R_{\text{к.п}}$ – радиус колеса, м; $\eta_{\text{з.п}} = 0,93$ – КПД зубчатой передачи; $g = 9,81$ – ускорение свободного падения, м/с²; ω_0 – основное сопротивление движению поезда на расчетном участке торможения, Н/кН; $i_{\text{с}}$ – уклон участка пути, спрямленного в продольном профиле и плане, %.

Принимаем форму изменения напряжения на выходе регулятора тока якоря (РТЯ) по закону, описываемому алгебраическим уравнением:

$$U_{\text{ртя}} = U_{\text{ртя (max)}} - K_{\text{ртя}} (I_{\text{я. зад}} - I_{\text{я}}), \quad (4)$$

где $U_{\text{ртя (max)}}$ – максимальное значение напряжения на выходе РТЯ, В; $K_{\text{ртя}}$ – коэффициент передачи РТЯ; $I_{\text{я. зад}}$ – величина тока якоря, задаваемая блоком ЗТЯ, А. $I_{\text{я. зад}}$ определяется из уравнения для электромагнитного момента двигателя по заданной тормозной силе (B):

$$I_{\text{я. зад}} = \frac{BR_{\text{к.п}} \eta_{\text{з.п}}}{i_{\text{ред}} \cdot C_{\text{м}} \Phi}, \quad (5)$$

где B – необходимая величина тормозной силы, рассчитываемая в решающем устройстве (РУ), Н.

Автором получена следующая зависимость для рационального закона изменения тормозной силы с точки зрения увеличения энергии возврата:

$$B = \left\{ \frac{(V - V_1) [1 + k(V + V_1)] (B_2 - B_1)}{(V_2 - V_1) [1 + k(V_2 + V_1)]} \right\} + B_1, \quad (6)$$

где $(V_1; B_1)$, $(V_2; B_2)$ – точки, через которые проходит расчетная кривая второго порядка, используемая для формирования тормозной характеристики; k – коэффициент деформации расчетной кривой.

Для обеспечения правильной работы системы при превышении током возбуждения своего допустимого значения, необходимо иметь на выходе РМВ следующий сигнал:

$$U_{\text{рмв}} = K_{\text{рмв}} (I_{\text{в}} - I_{\text{в. зад}}), \quad (7)$$

где $I_{\text{в. зад}}$ – ток возбуждения, величина которого является наибольшей для данного типа двигателя, А; $K_{\text{рмв}}$ – коэффициент передачи регулятора максимального напряжения, Ом.

Для обеспечения заданного алгоритма функционирования системы форма напряжения на выходе элемента соотношения токов (ЭСОТ) должна описываться следующим выражением:

$$U_{\text{э. сот}} = \left(\frac{I_{\text{я}}}{I_{\text{в}}} - K_{\text{т}} \right) K_{\text{э. сот}}, \quad (9)$$

где $K_{\text{э. сот}}$ – коэффициент передачи элемента соотношения токов, Ом.

Управляемый возбудитель (УВ), представляющий собой широтно-импульсный преобразователь из постоянного напряжения контактной сети в постоянное регулируемое напряжение от 2 до 30 В с выходным током 400 А. Поскольку он обладает незначительной инерционностью, то при моделировании его работы на нагрузку с большой индуктивностью (обмотка возбуждения) инерционностью УВ можно пренебречь, тогда формула среднего напряжения на выходе УВ [4] с учетом количества силовых ячеек и трансформатора примет вид:

$$U_{\text{ув}} = \frac{(1 - \lambda) U_{\text{сети}}}{N \cdot K_{\text{тр}}}, \quad (10)$$

где λ – коэффициент заполнения импульсов в периоде ШИМ; N – количество силовых ячеек преобразователя, шт.; $U_{\text{сети}}$ – величина напряжения в контактной сети, В.

Блок управления возбудителем (БУВ) осуществляет формирование импульсов управления полупроводниковыми приборами управляемого возбудителя. Взаимосвязь между сигналами входа и выхода БУВ описывается выражением

$$\lambda = U_{\text{max}} K_{\text{був}}, \quad (11)$$

где U_{max} – сигнал управления, действующий на выходе элемента МАКС, В; $K_{\text{був}}$ – коэффициент передачи БУВ.

Тяговый электродвигатель постоянного тока с управлением по обмотке возбуждения описывается системой двух дифференциальных уравнений первого порядка [2]:

$$\begin{cases} L_{\text{я}} \frac{dI_{\text{я}}}{dt} = C_{\text{м}} \Phi \cdot \omega_{\text{дв}} - U_{\text{сети}} - I_{\text{я}} R_{\text{я}}, \\ L_{\text{о.в}} \frac{dI_{\text{в}}}{dt} = U_{\text{ув}} - I_{\text{в}} R_{\text{ов}}, \end{cases} \quad (12)$$

где $L_{\text{я}}$, $L_{\text{о.в}}$ – соответственно средние значения индуктивностей якорной цепи и обмотки возбуждения тягового двигателя, Гн; $R_{\text{я}}$, $R_{\text{о.в}}$ – соответственно активное сопротивление якорной цепи и обмотки возбуждения тягового двигателя, Ом.

Уравнение движения [3]

$$J \frac{d\omega_{\text{дв}}}{dt} = M_{\text{с}} - C_{\text{м}} \Phi \cdot I_{\text{я}}. \quad (13)$$

Система уравнений, описывающих работу САР РТ, может быть представлена в следующем виде:

$$\begin{cases} \frac{dI_{\text{в}}}{dt} = \frac{\left(1 - \frac{U_{\text{max}}}{R_{\text{быв}}}\right) U_{\text{сети}}}{L_{\text{ов}} N K_{\text{тр}}} - \frac{I_{\text{в}} R_{\text{ов}}}{L_{\text{ов}}}, \\ \frac{dI_{\text{я}}}{dt} = \frac{C_{\text{м}} \Phi \cdot \omega_{\text{дв}}}{L_{\text{я}}} - \frac{U_{\text{сети}}}{L_{\text{я}}} - \frac{I_{\text{я}} R_{\text{я}}}{L_{\text{я}}}, \\ \frac{d\omega_{\text{дв}}}{dt} = \frac{M_{\text{с}}}{J} - \frac{C_{\text{м}} \Phi \cdot I_{\text{я}}}{J}. \end{cases} \quad (14)$$

На выходе МАКС один из пяти входных сигналов, величина которого в данный момент наибольшая. В свою очередь характеристики регуляторов построены таким образом, что в нормальных условиях работает РТЯ, а РМН, РМВ и ЭСОТ при этом имеют минимальные сигналы, т.к. их задающие сигналы в нормальных условиях больше текущих значений соответственно напряжения в контактной сети, тока возбуждения и величина соотношения токов ниже предельного уровня. При нарушении любого из этих условий соответствующий канал регулирования берет управление процессом рекуперации на себя посредством элемента МАКС.

Для проверки работоспособности и достоверности предлагаемой математической модели применено компьютерное моделирование. В частности, для расчета переходных процессов и построения их графиков использовался пакет MATCAD 2000 PRO.

Для получения параметров модели использовались данные тягового электродвигателя

ЭД141У1 и механической передачи электровоза ДЭ1. Для определения магнитного потока в зависимости от тока возбуждения использовались линеаризованные нагрузочные характеристики указанного электродвигателя.

Расчеты производились для поезда массой 3184 т при его движении по уклону $i_{\text{с}} = -5\%$ со скоростью 80 км/ч, результаты приведены на рис. 2, 3.

На рис. 2 представлены графики переходных процессов тока рекуперации и тока возбуждения при включении рекуперации, при напряжении в контактной сети 2600, 3000, 3600 В.

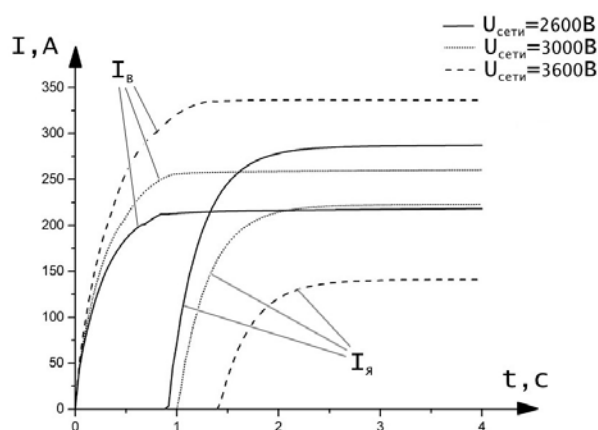


Рис. 2. Изменение $I_{\text{я}}$ и $I_{\text{в}}$ при включении рекуперативного торможения

На рис. 3 представлены графики переходных процессов тока рекуперации и тока возбуждения при скачкообразном понижении напряжения в контактной сети в процессе рекуперации с 3400 до 3000 В.

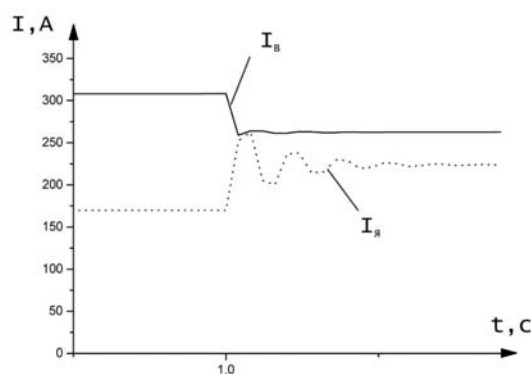


Рис. 3. Изменение $I_{\text{я}}$ и $I_{\text{в}}$ при уменьшении напряжения сети на – 400 В

На рис. 4 представлены графики, характеризующие работу системы автоматического регулирования тормозной силы при торможении поезда с 80 до 65 км/ч. Изменение тока рекуперации

происходит в соответствии с величиной тормозной силы, рассчитанной в РУ по уравнению (6).

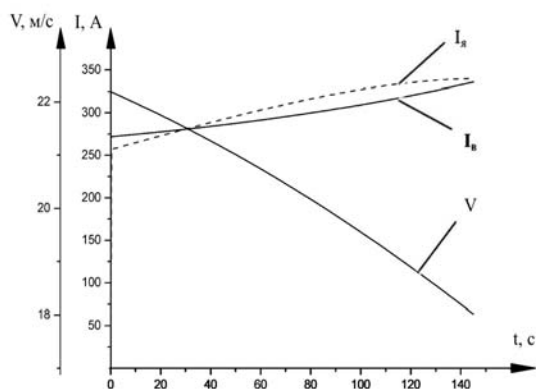


Рис. 4. Изменение I_a , V и I_b при торможении с 80 до 65 км/ч, $U_{\text{сети}} = 3300$ В.

Выполненные исследования динамических процессов доказали работоспособность математической модели и системы в целом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Деев В. В. Тяга поездов. – М.: Транспорт, 1987. – 263 с.
2. Черный О. П. Моделирование электромеханических систем / О. П. Черный, А. В. Луговой. – Кременчук, 2001. – 368 с.
3. Теория электропривода / Под ред. М. Г. Попович. – К.: Вища шк., 1993. – 494 с.
4. Тихменев Б. Н. Подвижной состав электрифицированных железных дорог: Теория работы электрооборудования. Электрические схемы и аппараты / Б. Н. Тихменев, Л. М. Трахтман. – М.: Транспорт, 1980. – 471 с.

Поступила в редколлегию 08.06.04

ВИКИДИ НАПРУГИ НА СТРУМОПРИЙМАЧІ ЕЛЕКТРОВОЗА ДЕ1

Проведено теоретичне дослідження викидів напруги на струмоприймачі електровоза ДЕ1. Наведено порівняльні результати теоретичних та експериментальних розрахунків.

Проведены теоретические исследования выбросов напряжения на токоприёмнике электровоза ДЕ1. Приведены сравнительные результаты теоретических и экспериментальных расчётов.

Theoretical research of voltage emissions has been conducted for the collector of electric locomotive DE1. The comparative results of theoretical and experimental calculations have been provided.

Електричні тягові мережі залізниць постійно-го струму характеризуються великими безупинними коливаннями в часі напруги $U(t)$, яка являє собою випадковий процес. При номінальному значенні 3000 В максимальне значення напруги на струмоприймачі електровоза, як показують експериментальні досліді, досягає 4100 В, а мінімальне – 2150 В [1]. Такі коливання негативно впливають на роботу електрообладнання електровоза. Особливо небезпечними є перевищення напругою певного встановленого значення, тобто викиди напруги. Таким значенням для електровозів ДЕ1 є величина 3600 В. Тому важливою задачею є встановлення кількості n викидів, яка буде дорівнювати кількості спрацьовування автомата захисту реле напруги РН-75Д. При врахуванні інерційних властивостей одиниці ЕРС необхідно знати й таку величину як тривалість викидів τ . Знання тривалості викидів дозволяє визначити час знаходження електровоза під дією високої напруги.

З деякого часу викиди випадкових процесів розглядалися в теоретичних і практичних роботах В. І. Тіхонова, П. І. Кузніцова, Р. Л. Стратоновича, В. Ш. Бунімовича, В. А. Іванова, И. А. Волконского, Ю. А. Розанова, Е. В. Булінської, Ю. К. Беляєва [2–7]. Скориставшись цими роботами, отримаємо вирази, що необхідні для практичних розрахунків кількості n і тривалості τ викидів напруги на пантографі.

У загальному випадку для визначення середньої кількості n перетинань випадкового процесу $u(t)$ заданої функції-рівня $a(t)$ на деякому інтервалі часу $(t_0, t_0 + T)$ необхідно, щоб $a(t)$ бути безперервною і однозначною функцією (у нашому випадку $a(t) = U_{nom} = 3600$ В), а досліджувальний випадковий процес $u(t)$ повинен бути диференційований та повинна

бути відома його сумісна густина імовірності $W[u(t), \dot{u}(t)]$ [8]. Середня кількість $N_a(T)$ перетинань за час T знаходиться як математичне сподівання повної кількості перетинань $n_a(T)$ деякої реалізації $\eta(t)$ на інтервалі $(t_0, t_0 + T)$ за виразом [8]:

$$N_a(T) = \langle n_a(T) \rangle = \int_{t_0}^{t_0+T} dt \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} |\dot{u}(t) - \dot{a}(t)| \times \\ \times \delta[u(t) - a(t)] W_2[u(t), \dot{u}(t)] du du, \quad (1)$$

де

$$n_a(T) = \int_{t_0}^{t_0+T} |\dot{\eta}(t)| \delta[\eta(t)] dt, \quad (2)$$

$$\eta(t) = u(t) - a(t), \quad (3)$$

$$\dot{\eta}(t) = \dot{u}(t) - \dot{a}(t), \quad (4)$$

де $\dot{u}(t)$, $\dot{a}(t)$ – часові похідні відповідно випадкового процесу та заданої кривої-рівня.

Інтегрування в (1) за змінною u виконується неважко, якщо використати правило інтегрування з дельта-функцією [8]

$$\delta(z - z_0) = \begin{cases} \infty & \text{при } z = z_0, \\ 0 & \text{при } z \neq z_0. \end{cases} \quad (5)$$

Для будь-якої функції $f(z)$, неперервної в точці z_0 , чинним є рівняння

$$\int_{z_0-\varepsilon}^{z_0+\varepsilon} f(z) \delta(z - z_0) dz = f(z_0), \quad \varepsilon < 0. \quad (7)$$

Тоді величина $N_a(T)$ знаходиться як

$$N_a(T) = \int_{t_0}^{t_0+T} dt \int_{-\infty}^{\infty} |\dot{u}(t) - \dot{a}(t)| \times \\ \times W_2(a(t), \dot{u}(t)) du. \quad (8)$$

Середню кількість перетинань $N_a(T)$ для кожної реалізації можливо подати у вигляді суми

$$N_a(T) = N_a^+(T) + N_a^-(T), \quad (9)$$

де $N_a^+(T)$ – число перетинань з додатним нахилом $[\dot{u}(t) > \dot{a}(t)]$; $N_a^-(T)$ – число перетинань з від'ємним нахилом $[\dot{u}(t) < \dot{a}(t)]$.

Ці величини визначають як:

$$N_a^+(T) = \langle n_a^+(T) \rangle = \\ = \int_{t_0}^{t_0+T} dt \int_0^{\infty} \dot{\eta}(t) W_2[a(t), \dot{a}(t) - \dot{\eta}(t)] d\dot{\eta}, \quad (10)$$

$$N_a^-(T) = \langle n_a^-(T) \rangle = \\ = - \int_{t_0}^{t_0+T} dt \int_0^{\infty} \dot{\eta}(t) W_2[a(t), \dot{a}(t) - \dot{\eta}(t)] d\dot{\eta}, \quad (11)$$

де

$$\eta(t) = 1[u(t) - C], \quad (12)$$

$$\dot{\eta}(t) = \dot{u}(t) \delta[u(t) - C]. \quad (13)$$

Якщо $a(t) = C = \text{const}$, то повну кількість перетинань $n(C, T)$ випадкового процесу $u(t)$ з горизонтальною прямою і ординатою C отримаємо, підставивши $a(t) = C$ в формулу (2)

$$n(C, T) = \int_{t_0}^{t_0+T} |\dot{u}(t)| \delta[u(t) - C] dt, \quad (14)$$

а середня кількість перетинань буде дорівнювати

$$N(C, T) = \langle n(C, T) \rangle = \\ = \int_{t_0}^{t_0+T} dt \int_{-\infty}^{\infty} |\dot{u}(t)| W_2[C, u(t)] d\dot{u}. \quad (15)$$

Якщо випадковий процес стаціонарний у вузькому значенні, то (14) залишається незмінною, а вираз (15) спрощується, оскільки при стаціонарному процесі внутрішні інтеграли в (14) та (15) не залежать від часу. Тоді середня кількість перетинань стаціонарного процесу $u(t)$ з рівнем C в одиницю часу визначиться:

$$N_1(C) = \frac{1}{T} N(C, T) = \int_{-\infty}^{\infty} |\dot{u}| W_2(C, \dot{u}) d\dot{u}. \quad (16)$$

Практичне знаходження величин $n(C, T)$, $N(C, T)$ за виразами (14)–(16) здебільшого залежить від виду двовірного закону розподілення $W_2(u, \dot{u})$. При довільному виді цього закону задача знаходження кількості викидів надзвичайно складна, а в деяких випадках неможлива. Розв'язання цієї задачі значно спрощується, якщо досліджувальний випадковий процес $u(t)$ є нормальним. Тоді сумісна густина імовірності $W_2(u, \dot{u})$ має вигляд [8]:

$$W_2(u, \dot{u}) = \frac{1}{2\pi\sigma\sigma_1\sqrt{1-R_1^2}} \times \\ \times \exp \left\{ \begin{aligned} & -\frac{1}{2(1-R_1^2)} \times \\ & \left[\frac{(u-m)^2}{\sigma^2} - 2R_1 \times \right. \\ & \left. \times \frac{(u-m)(\dot{u}-m_1)}{\sigma\sigma_1} + \frac{(\dot{u}-m_1)^2}{\sigma_1^2} \right] \end{aligned} \right\}, \quad (17)$$

де $m_1(t)$ – похідна функції математичного сподівання, яка дорівнює

$$m_1 = m_1(t) = \frac{dm(t)}{dt}; \quad (18)$$

$\sigma_1^2(t)$ – похідна дисперсійної функції

$$\sigma_1^2 = \sigma_1^2(t) = \frac{d^2 k(t_1, t_2)}{dt_1 dt_2} \Big|_{t_1=t_2=t}; \quad (19)$$

$R_1(t)$ – похідна кореляційної функції

$$R_1 = R_1(t) = \frac{1}{\sigma\sigma_1} \frac{dk(t_1, t_2)}{dt_1 dt_2} \Big|_{t_1=t_2=t}. \quad (20)$$

Підставивши вираз (17) у формули (10) та (11) та врахувавши $a(t) = C_U = 3600 = \text{const}$, маємо середню кількість додатних та від'ємних перетинань з C_U :

$$N^+(C_U, T) = \int_{t_0}^{t_0+T} J^+(C_U, t) dt, \quad (21)$$

$$N^-(C_U, T) = \int_{t_0}^{t_0+T} J^-(C_U, t) dt, \quad (22)$$

де

$$J^+(C_U, t) = \frac{1}{2\pi\sigma\sigma_1\sqrt{1-R_1^2}} \times \exp\left[-\frac{1}{25(1-R_1^2)}\right] \times \int_0^\infty \dot{u} \exp\left\{\left[-\frac{1}{2(1-R_1^2)}\right] \times \left[\frac{(\dot{u}-m_1)^2}{\sigma_1^2} - 2R_1 \times \frac{(C_U - m_U)(\dot{u}-m_1)}{\sigma\sigma_1}\right]\right\} d\dot{u}, \quad (23)$$

$$J^-(C_U, t) = \frac{1}{2\pi\sigma\sigma_1\sqrt{1-R_1^2}} \times \exp\left[-\frac{1}{25(1-R_1^2)}\right] \times \int_0^{-\infty} \dot{u} \exp\left\{\left[-\frac{1}{2(1-R_1^2)}\right] \times \left[\frac{(\dot{u}-m_1)^2}{\sigma_1^2} - 2R_1 \times \frac{(C_U - m_U)(\dot{u}-m_1)}{\sigma\sigma_1}\right]\right\} d\dot{u}. \quad (24)$$

Виконавши необхідні перетворення, а також враховуючи, що нормальний процес $u(t)$ є і стаціонарним, із формул (18)–(20) маємо:

$$m_1 = 0; \quad R_1 = 0; \quad \sigma_1^2 = -\sigma^2 \ddot{R}_0, \quad (25)$$

де $\ddot{R}_0$ – друга похідна кореляційної функції при $t = 0$

$$\ddot{R}_0 = \ddot{\rho}_U(\tau) = \frac{d^2(\exp^{-\nu\tau^2})}{d\tau} = -1,44 \exp(-0,722\tau^2) \Big|_{\tau=0} = -1,44. \quad (26)$$

Тому

$$J^+(C_U) = J^-(C_U) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{-\ddot{R}_0} \times \exp\left\{-\frac{1}{2} \left[\frac{(C_U - m_U)^2}{\sigma_U}\right]\right\}. \quad (27)$$

Якщо підставити вираз (26) в (21), знайдемо середнє значення кількості перетинань в одиницю часу нормальним стаціонарним процесом

$$N_1^+(C_U) = N_1^-(C_U) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{-\ddot{R}_0} \times \exp\left\{-\frac{1}{2} \left[\frac{(C_U - m_U)^2}{\sigma_U}\right]\right\}. \quad (28)$$

Тоді середнє значення повної кількості перетинань нормальним стаціонарним процесом рівня C_U в одиницю часу остаточно має вираз:

$$N_1(C_U) = \frac{1}{\pi} \sqrt{-\ddot{R}_0} \times \exp\left\{-\frac{1}{2} \left[\frac{(C_U - m_U)^2}{\sigma_U}\right]\right\}. \quad (29)$$

Застосуємо вираз (29) для визначення кількості викидів напруги на струмоприймачі $U(t)$ значення $U_{nom} = C_U = 3600$ В. Раніш [1] було отримано, що $m_U = 3262$ В; $\sigma_U = 187$ В; $\ddot{\rho}_U(\tau) = -1,44$.

Підставимо ці дані в (29), маємо

$$N_1(3600) = \frac{1}{\pi} \sqrt{-(-1,44)} \times \exp\left\{-\frac{1}{2} \left[\frac{(3600 - 3262)^2}{187}\right]\right\} = 0,081 \text{ с}^{-1} = 5,28 \text{ хв}^{-1}, \quad (30)$$

тобто приблизно 5,3 викидів у хвилину.

Середня кількість викидів, які знайдені за 40 реалізаціями $U(t)$, що отримані за 40 експериментальними поїздкам на електровозі ДЕ1, складає $4,025 \text{ хв}^{-1}$, тобто, дуже близьке значення до теоретично отриманої величини. Отже, в середньому приблизно в 5 разів напруга на струмоприймачі електровоза буде перевищувати встановлене значення 3600 В.

Були визначені також залежності кількості викидів від номера реалізації, тобто від поїздки на різних ділянках (рис. 1) та імовірності кількості викидів (рис. 2). На рис. 2 показано, що з найбільшою імовірністю (0,25) спостерігається від 1,6 до 3,15 викидів у хвилину.

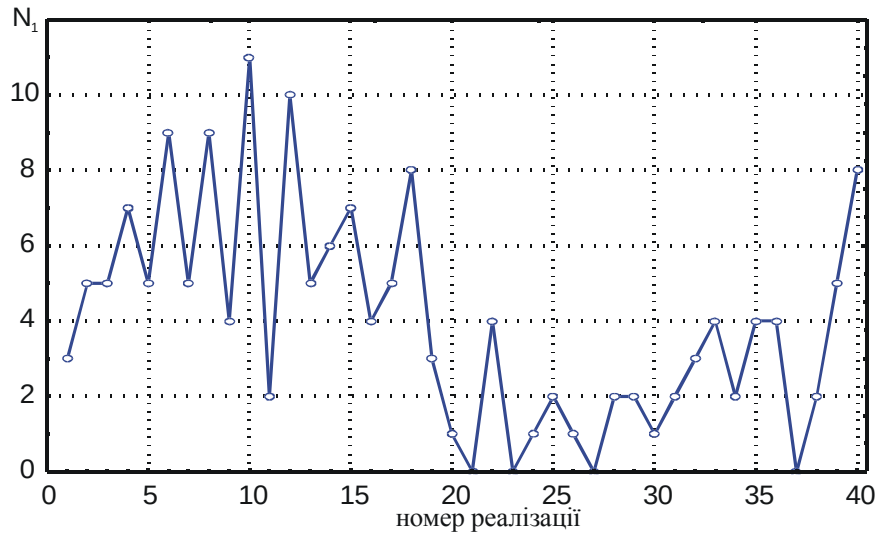


Рис. 1. Залежності кількості викидів від номера реалізації

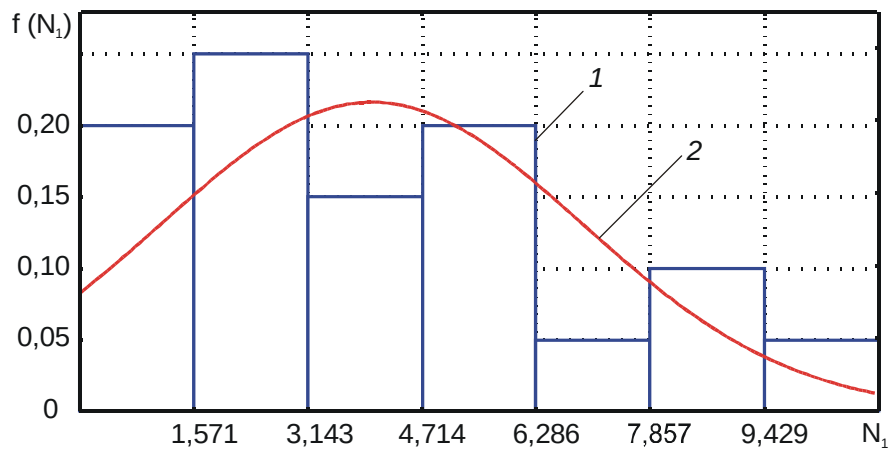


Рис. 2. Гістограма та закон розподілення кількості викидів:

1 – гістограма кількості викидів напруги на струмоприймач; 2 – теоретичний закон розподілення кількості викидів напруги на струмоприймач

Важливою характеристикою викидів є також їх тривалість, тобто час перевищення напруги контактної мережі заданого рівня 3600 В. Для визначення цього показника скористаємося формулою [8]:

$$\tau(C) = \frac{1}{N_1^+(C)} \int_C^{\infty} p_1(u) du, \quad (31)$$

де $p_1(u)$ – густина розподілення імовірності випадкової функції $u(t)$.

Враховуючи, що процес зміни $u(t)$ нормальний та стаціонарний маємо

$$\tau(C) = \frac{2\pi}{\sqrt{-R_0}} [1 - \Phi(\gamma)] \exp \frac{\gamma^2}{2}, \quad (32)$$

де $\Phi(\gamma) = 0,9608$ – коефіцієнт, котрий визначається за таблицею [8], де

$$\gamma = \frac{(C_U - m_U)}{\sigma_U} = \frac{3600 - 3270}{187} = 1,765. \quad (33)$$

Підставимо значення 1,765, 0,9608 та – 1,44 у формулу (32), маємо

$$\tau(3600) = \frac{2\pi}{\sqrt{-(-1,44)}} \times \exp \frac{(1,765)^2}{2} = 0,973 \text{ хв.} \quad (34)$$

Порівняємо теоретично отримане середнє значення тривалості τ викидів з експериментальним за 40 реалізаціями, яке дорівнює 1,36 хв. Як бачимо, значення дуже близькі.

Статистичне розподілення величини τ (рис. 3) добре описується гіперекспоненціальним законом розподілення [10].

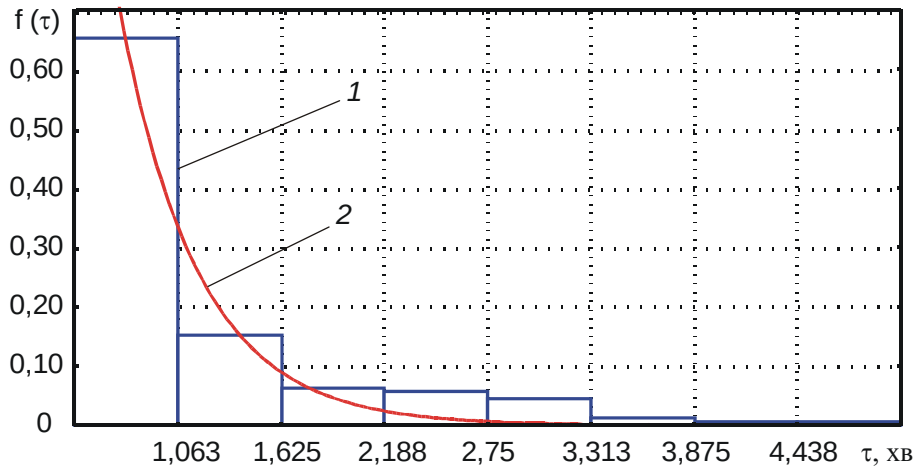


Рис. 3. Гістограма та закон розподілення тривалості викидів:

1 – гістограма кількості викидів напруги на струмоприймач;

2 – теоретичний закон розподілення кількості викидів напруги на струмоприймач

$$p = \begin{cases} 0 & \text{при } (-\infty < x < 0), \\ \sum_{n=1}^N a_n \lambda_n \exp^{-\lambda_n x} & \text{при } (0 < x < \infty), \end{cases} \quad (35)$$

де $a = 272,236$; $\lambda = 2,33873$.

Збіжність за критерієм Пірсона складає 0,39 у чисельному виді цей закон приймає вигляд:

$$p_1(\tau) = 272,236 \cdot 2,34 \exp(-2,34\tau). \quad (36)$$

Імовірність тривалості викидів від 0 до 1 хв складає 0,656, що свідчить про часте довготривале перевищення напруги встановленого значення.

Безперечно, що значення отриманих характеристик викидів напруги $U(t)$ на струмоприймачі повинно враховуватися при аналізі електромагнітних процесів у колах електровоза та при встановленні захисного автоматичного електрообладнання.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Мищенко Т. Н. Вероятностные характеристики случайной функции напряжения на токоприемнике первого украинского электровоза ДЭ1 / Т. Н. Мищенко, П. Е. Михалченко, Н. А. Костин // Електротехніка і електромеханіка. – 2003. – № 2. – С. 43–46.

2. Кузнецов П. И. О длительности выбросов случайной функции / П. И. Кузнецов, Р. Л. Стратонович, В. И. Тихонов // ЖТФ – 1954. – В. 1. – С. 54–56.
3. Бунимович В. И. Флуктуационные процессы в радиоприемных устройствах. – М.: Советское радио, 1951.
4. Иванов В. А. О среднем числе пересечений некоторого уровня выборочными функциями вероятностного процесса // Теория вероятностей и ее применение, 1960. – Вып. 3. – С. 5–10.
5. Волконский В. А. Некоторые предельные теоремы для случайных функций / В. А. Волконский, Ю. А. Розанов // Теория вероятности и ее применение. 1961. – Вып. 2. – С. 4–7.
6. Булинская Е. В. О среднем числе пересечений некоторого уровня стационарным гауссовским процессом // Теория вероятности и ее применение. 1961. – Вып. 4. – С. 17–20.
7. Беляев Ю. К. О числе пересечений уровня гауссовским случайным процессом // Теория вероятности и ее применение. 1966. – Вып. 1. – С. 31–35.
8. Тихонов В. И. Выбросы случайных процессов. – М.: Наука, 1970. – 392 с.
9. Горяинов В. Т. Статистическая радиотехника. Примеры и задачи / В. Т. Горяинов, А. Г. Журавлев, В. И. Тихонов. – М.: Советское радио, 1980. – 543 с.
10. Заездный А. М. Основы расчетов по статистической радиотехнике. – М.: Связь, 1969. – 447 с.

Надійшла до редколегії 24.06.04

РОЗВИТОК ОСНОВНИХ ДЕФЕКТІВ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ПРОГІННИХ БУДОВ ЗАЛІЗНИЧНИХ МОСТІВ У ЧАСІ

Аналізується розвиток дефектів водовідводу, захисного шару бетону і корозії арматури, а також вилугування розчину залізобетонних залізничних прогінних будов із звичайною стрижневою арматурою в часі. Встановлено залежність розвитку дефектів у часі залежно від конструкції, часу встановлення в міст і норм проектування.

Анализируется развитие дефектов водоотвода, защитного слоя бетона и коррозии арматуры, а также выщелачивания раствора железобетонных железнодорожных пролетных строений из обычной стержневой арматурой во времени. Установлена зависимость развития дефектов во времени в зависимости от конструкции, времени установки в мост и норм проектирования.

Development of drainage defects, the defects of concrete coating, corrosion of the ferroconcrete rods and vating of solution of railway span structures, made from conventional rod fixtures, due to ageing processes, have been analysed. The dependence has been established of defects development in time, depending on the design, the time of installation into bridge and the designing norms.

У роботі розглядається розвиток дефектів водовідвідних трубок, застою води в баластовому кориті прогінних будов, корозія робочої і розподільчої арматури прогінних будов, руйнація бетону захисного шару прогінних будов, недостатня товщина захисного шару, а також вилугування цементного каменю.

Раніше були визначені основні дефекти і описане їхнє поширення для різноманітних груп залізобетонних прогінних будов залізничних мостів [2, 3].

При цьому тип прогінних будов не враховувався.

З використанням програми «ДЕФЕКТ–2000» [1] були розглянуті дефекти для прогінних будов залізничних мостів із стрижневою арматурою без попереднього напруження:

- встановлених у довоєнний період (1901–1946 рр.);
- встановлених у повоєнний період (1947–2000 рр.);
- розрахованих за методикою допустимих напружень (1947–1961 рр.);
- розрахованих за методикою граничних станів (1962–2000 рр.);
- плитного типу;
- ребристого типу.

Метою цього дослідження було, розглядаючи конкретну групу дефектів, відповісти на такі питання:

– як відрізняються стани прогінних будов встановлених у довоєнний і повоєнний періоди;

– як впливають норми проектування на поширення дефектів прогінних будов;

– чим відрізняється стан плитних прогінних будов від стану ребристих прогінних будов без урахування року їхнього виготовлення і року встановлення в міст?

Найбільший інтерес, на нашу думку, становить розвиток у часі таких дефектів:

- відводу води;
- захисного шару бетону і пов'язаної з його станом корозії арматури;
- вилугування цементного каменю під впливом води, що фільтрує, внаслідок порушення гідроізоляції плити баластового корита або ж конструктивних хиб прогінної будови.

Розвиток дефектів водовідводу у часі наведений на графіках рис. 1–3.

Як видно із рис. 1, підвищений процент прогінних будов з дефектами водовідвідних трубок і застоєм води в баластовому кориті спостерігається у віці 10...15, 25...30, 45...50 и 70...75 років. У віці 70...75 років понад 10 % всіх прогінних будов (без урахування їх конструкції) мають дефекти водовідводу.

Максимальний відсоток прогінних будов з дефектами водовідводу (понад 12 %) спостерігаються у віці 25...30 років.

У віці 70...75 років кількість ребристих прогінних будов із дефектами водовідводу досягає 16 %. Розвиток дефектів водовідводу в часі для прогінних будов, встановлених у міст у період 1901–1946 рр. і 1947–2000 рр., без урахування їхньої конструкції наведено на графіках рис. 2.

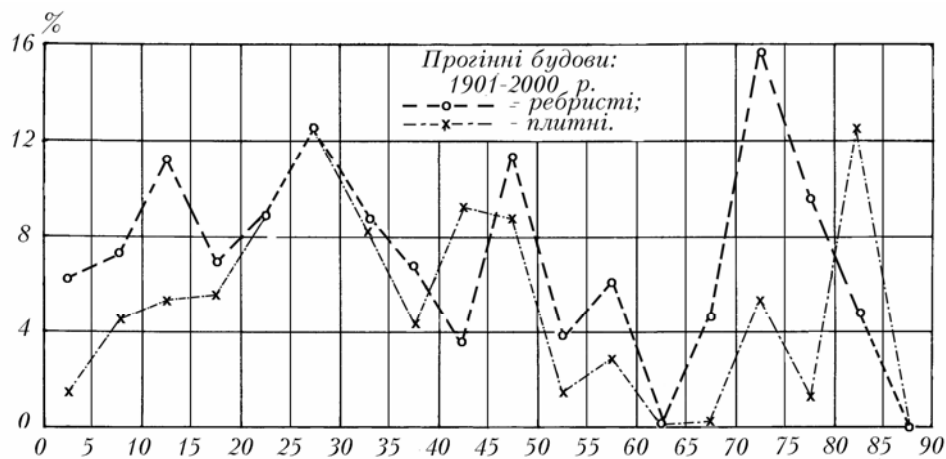


Рис. 1. Розподіл дефектів водовідводу плитних і ребристих прогінних будов залежно від їхнього віку

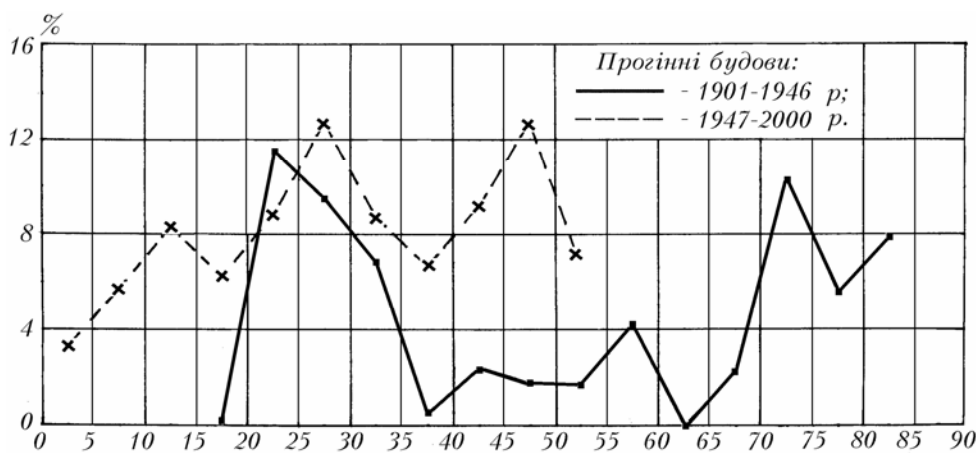


Рис. 2. Розподіл дефектів водовідводу прогінних будов, встановлених у різний час, залежно від їхнього віку

Прогінні будови, встановлені в довоєнний період мають менший відсоток дефектності, ніж встановлені в період 1947–2000 рр.

Максимальна кількість дефектів водовідводу вони мають у віці 20...25 і 70...75 років.

Для прогінних будов, встановлених у споруди в повоєнний період, максимальна кількість про-

гінних будов із дефектами водовідводу (понад 12 %) спостерігається у віці 25...30 і 45...50 років.

Розвиток дефектів водовідводу в часі для прогінних будов, запроектованих за методиками допустимих напружень і граничних станів, без урахування їхньої конструкції, показаний на графіках рис. 3.

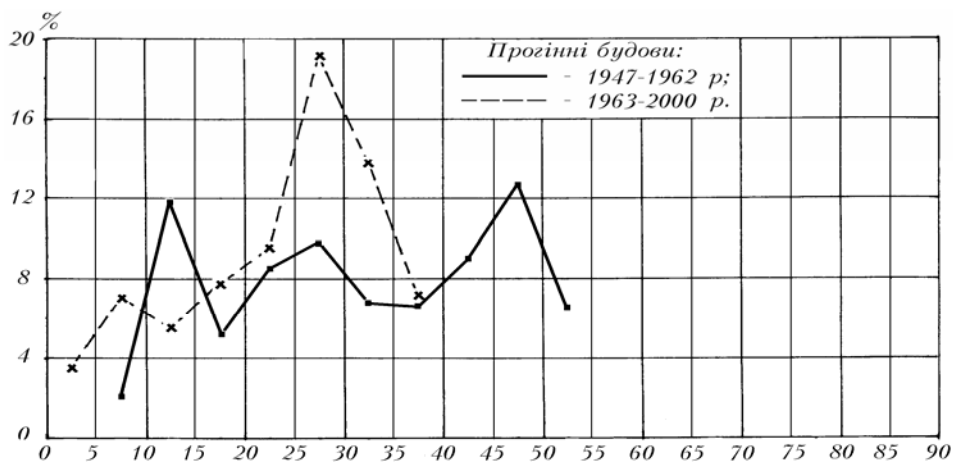


Рис. 3. Розподіл дефектів водовідводу прогінних будов, запроектованих за різними методиками, залежно від їхнього віку

На рисунку видно, що для прогінних будов, запроектованих за методикою допустимих напружень, найбільша кількість дефектів спостерігається у віці 10...15 і 45...50 років. При цьому кількість прогінних будов із дефектами водовідводу не перевищує 13 %.

Для прогінних будов, запроектованих за методикою граничних станів, максимальна їх кількість із дефектами водовідводу спостерігається у віці 25...30 років. При цьому кількість дефектних прогінних будов складає майже 20 %.

Такі дефекти прогінних будов, як корозія робочої і розподільної арматури, руйнація захисного шару бетону прогінних будов і недо-

статня товщина захисного шару пов'язані між собою. При змочуванні поверхні залізобетонної прогінної будови вода просочується до арматури і викликає її корозію.

У разі корозії арматури значно збільшується об'єм продуктів корозії і внаслідок цього створюється внутрішній тиск, що призводить до подальшого розкриття подовжніх тріщин, прискорюючи процес руйнації захисного шару бетону.

Розвиток дефектів захисного шару і корозії арматури залізобетонних прогінних будов, без урахування їхнього типу, залежно від віку наведений на графіках рис. 4.

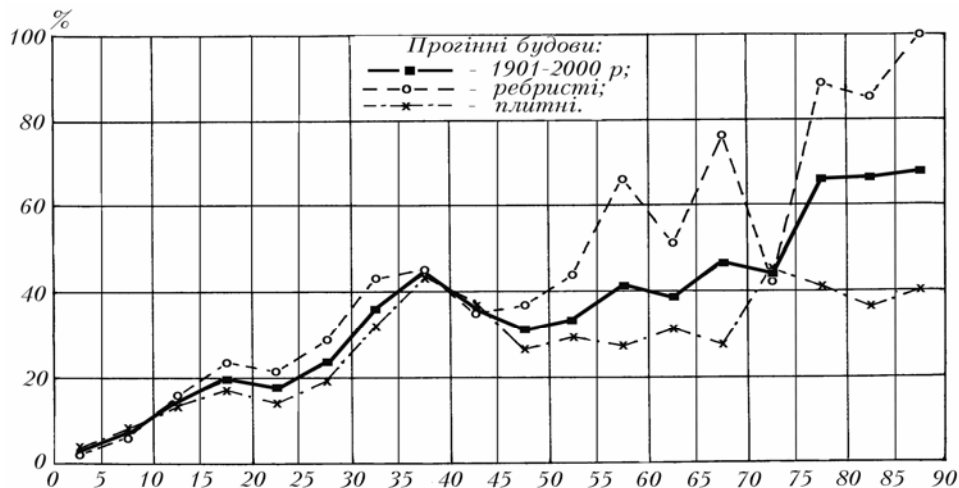


Рис. 4. Розвиток дефектів захисного шару і корозії арматури прогінних будов залежно від їхнього віку

При аналізі цих графіків видно, що дефекти захисного шару бетону нарастають згодом, і у віці понад 60 років кількість прогінних будов із цими дефектами перевищує 65 %.

Ця обставина призводить до зменшення несучої здатності та довговічності конструкцій.

Аналогічний висновок може бути зроблений

і при аналізі графіків розвитку дефектів захисного шару і корозії арматури окремо плитних і ребристих прогінних будов (рис. 5).

Графіки розвитку дефектів захисного шару і корозії арматури залізобетонних прогінних будов, встановлених у різні періоди, залежно від їхнього віку наведено на рис. 6.

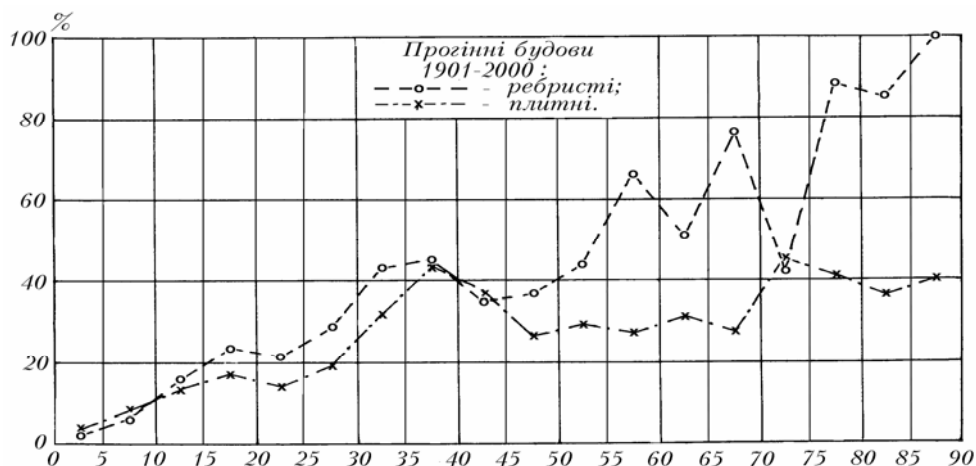


Рис. 5. Розвиток дефектів захисного шару і корозії арматури плитних і ребристих прогінних будов у часі

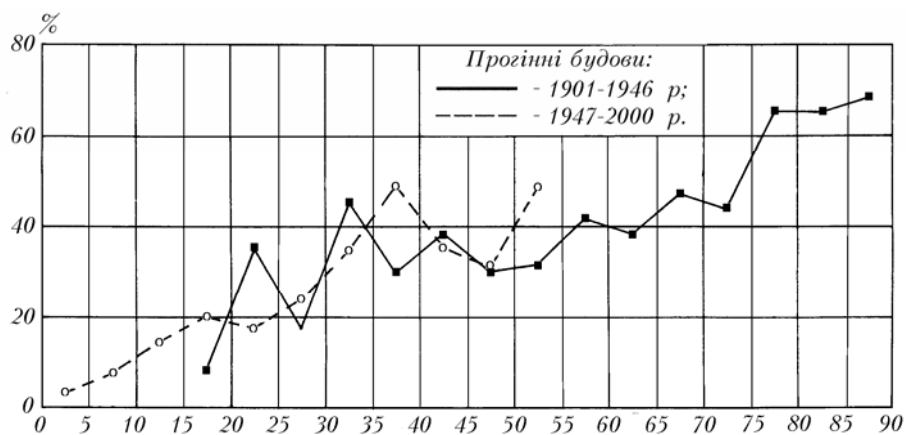


Рис. 6. Розвиток дефектів захисного шару і корозії арматури прогінних будов, встановлених у різні періоди, залежно від їхнього віку

Аналізуючи ці графіки, можна відзначити, що, як і на попередніх, різке наростання кількості прогінних будов із цими дефектами спостерігається у віці понад 60 років. Причому кількість дефектних прогінних будов у цьому віці перевищує 40 %.

Одночасно слід зазначити і той факт, що для прогінних будов, встановлених у повоєнний

час, наростання кількості дефектних відбувається швидше, чим для прогінних будов, встановлених у довоєнний період.

На рис. 7 наведено графіки розподілу дефектів захисного шару і корозії арматури залізобетонних прогінних будов, запроектованих за різними методиками, залежно від їхнього віку.

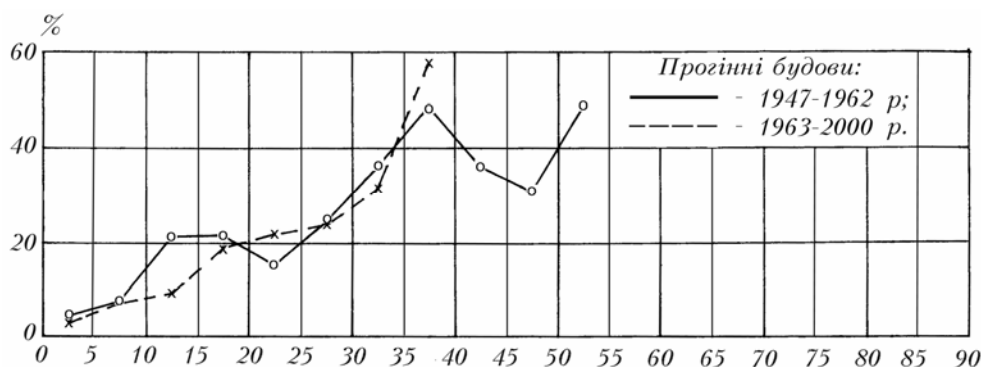


Рис. 7. Розвиток дефектів захисного шару і корозії арматури прогінних будов, запроектованих за різними методиками

Як видно з цих графіків, наростання кількості дефектних прогінних будов відбувається систематично зі збільшенням їхнього віку, незалежно від норм проектування.

Проте варто звернути увагу на той факт, що ріст кількості дефектних прогінних будов для конструкцій, запроектованих за методикою граничних станів, відбувається декілька швидше, ніж для конструкцій, запроектованих за методикою допустимих напружень.

Ця обставина призводить до більш швидкого зниження несучої здатності і відповідно терміна служби прогінних будов запроектованих за методикою граничних станів.

Крім розвитку дефектів водовідводу і захисного шару бетону прогінних будов був розглянутий розвиток вилугування розчину залежно від віку конструкції.

Розвиток вилугування розчину в плитних і ребристих залізобетонних прогінних будовах наведено на рис. 8.

На рис. 8 видно, що кількість прогінних будов із вилугуванням розчину з віком збільшується й у віці 30...50 років перевищує 20 %.

Різне збільшення кількості ребристих прогінних будов із вилугуванням розчину спостерігається у віці 60...65 років і 70...75 років.

У віці 60...65 років кількість ребристих прогінних будов із вилугуванням розчину складає 49,38 %, а у віці 70...75 років – 60,78 %.

Зростання кількості прогінних будов, встановлених у період 1901–1946 рр. і 1947–2000 рр., із вилугуванням розчину показано на графіках рис. 9.

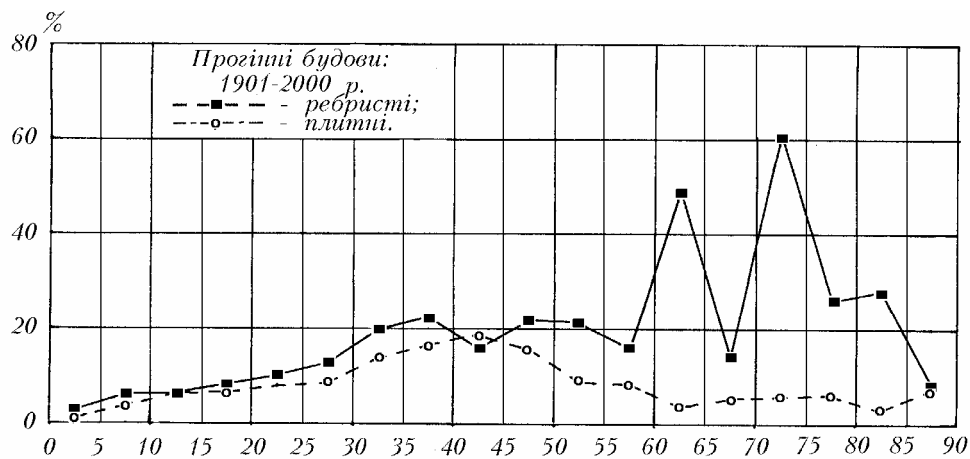


Рис. 8. Розвиток вилугування розчину в плитних і ребристих залізобетонних прогінних будовах

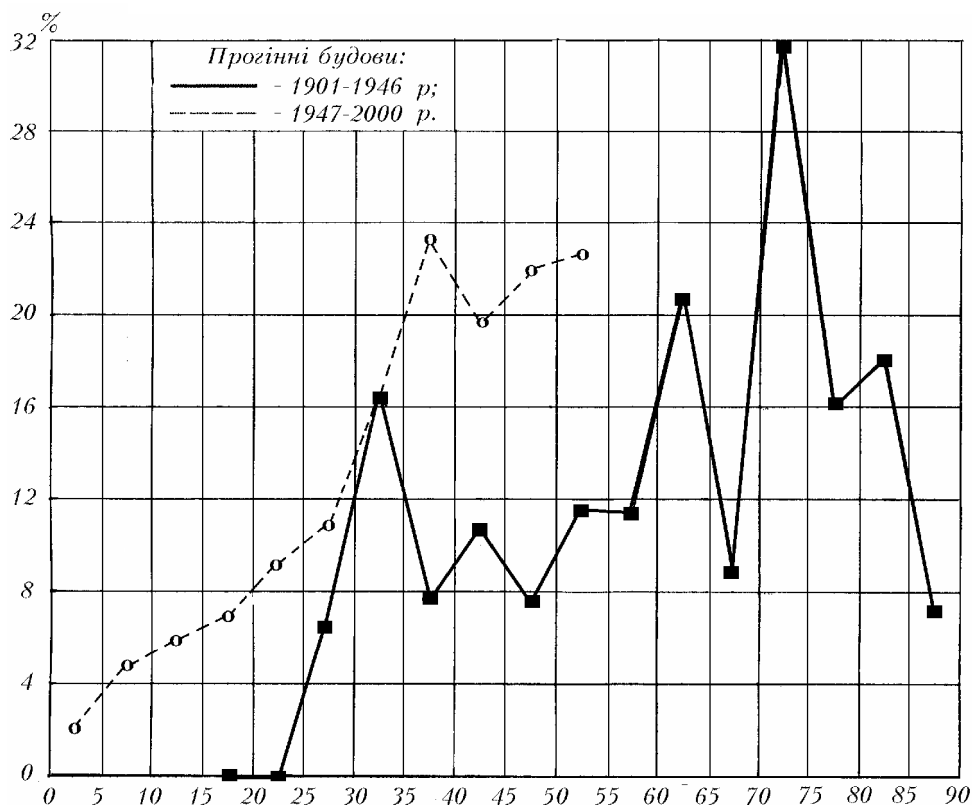


Рис. 9. Розвиток вилугування розчину прогінних будов, встановлених в міст у різні періоди часу

На цих графіках видно, що зі збільшенням віку прогінних будов збільшується і кількість дефектних.

У прогінних будовах, встановлених у період 1901–1946 рр. піки на графіках відзначаються у віці 30...35, 60...65 і 70...75 років. По досягненню прогінними будовами віку 70 років кількість дефектних різко зростає і становить майже 32 %.

На рис. 10 наведені графіки зміни відносної кількості прогінних будов, які були запроектовані

за методиками допустимих напружень і граничних станів, залежно від їх віку.

Незалежно від методики, за якою були запроектовані прогінні будови, із збільшенням їх віку збільшується і відносна кількість прогінних будов із вилугуванням розчину.

Для прогінних будов, які були запроектовані за методикою допустимих напружень, збільшення кількості дефектних спостерігається до віку 35...40 років. У цьому віці відносна кількість прогінних будов досягає 23,63 % і в подальшому до 55 років майже не змінюється.

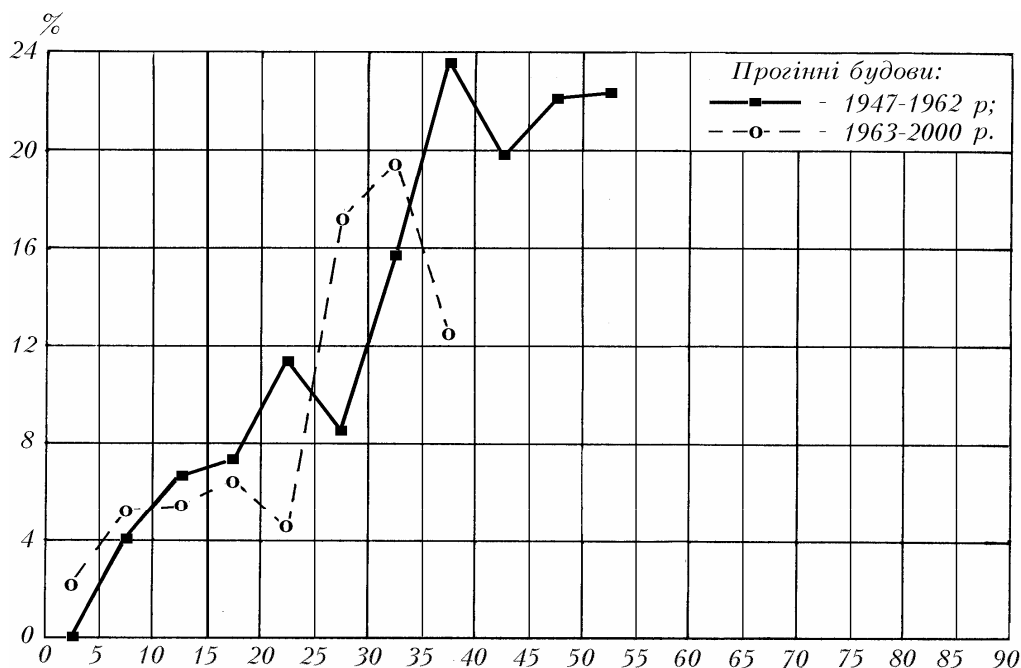


Рис. 10. Розвиток вилугування розчину в прогінних будовах, які запроектовані за різними методиками

Для прогінних будов, що були запроектовані за методикою граничних станів, максимальна кількість дефектних спостерігається у віці 30...35 років і досягає 18,62 %, в той час як для прогінних будов, що були запроектовані за методикою допустимих напружень, дефектних 15,72 %.

Висновки

Теза «Положення про проведення планово-запобіжних ремонтно-колійних робіт на залізницях України», ЦП/0059 про те, що заміна залізобетонних прогінних будов повинна проводитися у їхньому віці 70...80 років, викликає сумнів і підлягає уточненню.

На підставі проведеного аналізу розвитку дефектів водовідвідних трубок, застою води в баластовому кориті прогінних будов, корозії робочої і розподільної арматури прогінних будов, руйнації бетону захисного шару прогінних будов і недостатньої товщини захисного шару, можна зробити висновок щодо системи експлуатації і поточного утримання мостів, яка прийнята на залізничній мережі України, термін служби залізобетонних прогінних будов заліз-

ничних мостів із звичайною арматурою варто вважати 60...70 років.

Це положення потребує уточнення для конкретних типів прогінних будов, виготовлених за різними проектами.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Борщов В. І. Створення бази дефектів залізобетонних прогінних будов залізничних мостів / В. І. Борщов, В. І. Клімов, Б. В. Савчинський // Будівництво: Зб. наук. пр. ДПТА. – Вип. 11. – Д.: 2002.
2. Борщов В. І. Основні дефекти залізобетонних прогінних будов залізничних мостів зі звичайною арматурою / В. І. Борщов, В. І. Клімов, Б. В. Савчинський // Міжвідомчий науково-технічний збірник наукових праць (будівництво) / Державний науково-дослідний інститут будівельних конструкцій Держбуду України. – Вип. 59, книга 2. – К.: 2003.
3. Борщов В. И. Анализ распространения дефектов железобетонных пролетных строений железнодорожных мостов / В. И. Борщов, В. И. Климов, Б. В. Савчинский // Сб. научн. тр.: Строительство. Материаловедение. Машиностроение. – Вип. № 25 – Д.: ПГАСА, 2003.

Надійшла до редколегії 28.01.04

ВИЗНАЧЕННЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ БАЛКОВИХ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ПРОГІННИХ БУДОВ ЗАЛІЗНИЧНИХ МОСТІВ НА ПІДСТАВІ ІНСТРУКЦІ ЦП/0085

У роботі розглядаються основні правила визначення вантажопідйомності балкових залізобетонних прогінних будов залізничних мостів на підставі вітчизняного нормативного документа ЦП/0085.

В работе рассматриваются основные правила определения грузоподъемности балочных железобетонных пролетных строений железнодорожных мостов на основе отечественного нормативного документа ЦП/0085.

The paper considers the main rules of determining the carrying capacity of ferroconcrete beam span structures of railway bridges on the basis of domestic normative document CP/0085.

На залізничній мережі України найбільш розповсюджені залізобетонні балкові прогінні будови. Вони були збудовані у різний час, за різними нормами і з матеріалів, що мають різні характеристики.

В умовах експлуатації мостів відбуваються зміни, які пов'язані із збільшенням швидкості руху поїздів, їх ваги та навантаження на вісь рухомого складу [4]. Все це вимагає оцінки несучої здатності прогінних будов мостів з метою розробки і встановлення умов безпечної експлуатації споруд.

У 2001 році кафедра «Мости» і галузева науково-дослідна лабораторія штучних споруд Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна розробила вітчизняний нормативний документ «Правила визначення вантажопідйомності балкових прогонових будов залізничних мостів», ЦП/0085 [5].

Цей документ розроблено на підставі «Руководства по определению грузоподъемности железобетонных пролетных строений железнодорожных мостов» [2] з суттєвими змінами, які враховують останні досягнення національної та зарубіжної науки щодо проектування, поточного утримання та реконструкції штучних споруд на залізницях країни.

Під час розробки [5] введено ряд нових розділів, значно збільшені кількість та обсяг додатків, але з метою уніфікації розрахунків залишений основний принцип визначення вантажопідйомності прогінних будов методом класифікації і збережене еталонне тимчасове вертикальне навантаження Н1 за схемою поїзда 1931 року.

У порівнянні з більш ранніми інструкціями [2] в нормативному документі [5] додатково наводяться:

- дані з розподілу навантаження між головними балками двоблочних чотириреберних, та плитних односекційних прогінних будов;
- особливості визначення вантажопідйомності плит баластового корита монолітних прогінних будов, запроєктованих за нормами 1907 року;
- класифікація прогінних будов за тріщностійкістю;
- особливості визначення вантажопідйомності плитних прогінних будов із гнучкою арматурою;
- визначення вантажопідйомності плитних та ребрих прогінних будов із жорсткою арматурою;
- рекомендації щодо підсилення залізобетонних прогінних будов.

Схема двоблочних чотириреберних прогінних будов наведена на рис. 1.

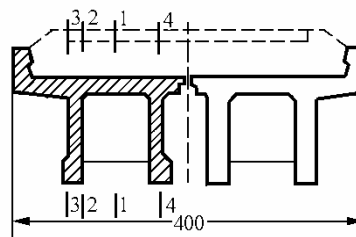


Рис. 1. Схема двоблочних чотириреберних прогінних будов

На рис. 1 цифрами 1...4 показані перерізи у яких слід визначати вантажопідйомність плити баластового корита залізобетонної прогінної будови.

У розрахунках на міцність двоблочних чотириреберних прогінних будов, які виготовлені за проектами ЦПКБ або Лентрансмістпроекту, на дію згинального моменту частки тимчасового навантаження, які припадають на головні балки (ребра), дорівнюють:

$$\varepsilon_{1M} = \left(0,5 + \frac{e_1 + e_2}{2c_1}\right) \times \left\{0,5 + \left[\frac{A_1(e_1 + e_2)}{c_2} + \frac{A_2(e_1 - e_2)}{c_2}\right]\right\}, \quad (1)$$

$$\varepsilon_{2M} = \left(0,5 + \frac{e_1 + e_2}{2c_1}\right) \times \left\{0,5 - \left[\frac{A_1(e_1 + e_2)}{c_2} + \frac{A_2(e_1 - e_2)}{c_2}\right]\right\}, \quad (2)$$

$$\varepsilon_{3M} = \left(0,5 - \frac{e_1 + e_2}{2c_1}\right) \times \left\{0,5 + \left[\frac{A_1(e_1 + e_2)}{c_2} + \frac{A_2(e_1 - e_2)}{c_2}\right]\right\}, \quad (3)$$

$$\varepsilon_{4M} = \left(0,5 - \frac{e_1 + e_2}{2c_1}\right) \times \left\{0,5 + \left[\frac{A_1(e_1 + e_2)}{c_2} + \frac{A_2(e_1 - e_2)}{c_2}\right]\right\}. \quad (4)$$

У розрахунках на дію поперечної сили опорних перерізів двоблочних чотириреберних прогінних будов, виготовлених за проектами ЦПКБ або Лентрансмістпроекту, частки тимчасового навантаження, що припадають на головні балки, дорівнюють:

$$\varepsilon_{1Q} = \left(0,5 + \frac{2e_1 + e_2}{3c_1}\right) \times \left\{0,5 + \left[\frac{B_1(e_1 + e_2)}{c_2} + \frac{B_2(e_1 - e_2)}{c_2}\right]\right\}, \quad (5)$$

$$\varepsilon_{2Q} = \left(0,5 + \frac{2e_1 + e_2}{3c_1}\right) \times \left\{0,5 - \left[\frac{B_1(e_1 + e_2)}{c_2} + \frac{B_2(e_1 - e_2)}{c_2}\right]\right\}; \quad (6)$$

$$\varepsilon_{3Q} = \left(0,5 - \frac{2e_1 + e_2}{3c_1}\right) \times \left\{0,5 + \left[\frac{B_1(e_1 + e_2)}{c_2} + \frac{B_2(e_1 - e_2)}{c_2}\right]\right\}, \quad (7)$$

$$\varepsilon_{4Q} = \left(0,5 - \frac{2e_1 + e_2}{3c_1}\right) \times \left\{0,5 - \left[\frac{B_1(e_1 + e_2)}{c_2} + \frac{B_2(e_1 - e_2)}{c_2}\right]\right\}. \quad (8)$$

Для односекційних плитних прогінних будов (рис. 2) частка тимчасового навантаження, що припадає на плитну односекційну прогінну будову, дорівнює:

$$\varepsilon_M = 1,00 + \frac{4A_1(e_1 + e_2)}{b_n} + \frac{4A_2(e_1 - e_2)}{b_n}, \quad (9)$$

$$\varepsilon_Q = 1,00 + \frac{4B_1(e_1 + e_2)}{b_n} + \frac{4B_2(e_1 - e_2)}{b_n}. \quad (10)$$

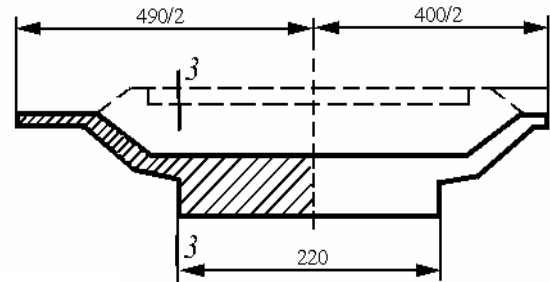


Рис. 2. Схема плитної односекційної прогінної будови

У формулах (1...10) позначено: e_1 , e_2 – зміщення осі колії, м, відносно осі прогінної будови відповідно над лівим ($x=0$) та правим ($x=1$) опорними перерізами; c – відстань між осями головних балок (ребер) прогінної будови, м; b_n – ширина плити прогінної будови без врахування консольних звисів, якщо вони є; A_1 , A_2 , B_1 і B_2 – коефіцієнти, які визначаються згідно з [5].

Особливості розрахунку плити баластового корита прогінних будов, які були запроєктовані за нормами 1907 року, пов'язані з особливостями їх конструкції (рис. 3).

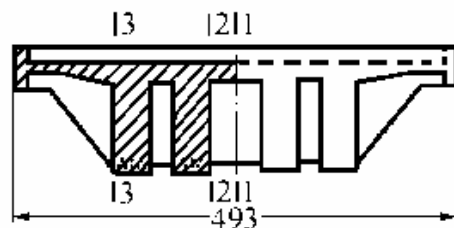


Рис. 3. Поперечний переріз прогінної будови 1911 року

Чотириреберна монолітна прогінна будова має тонку плиту баластового корита із зовнішніх сторін.

По довжині прогінної будови влаштовані діафрагми, що з'єднують між собою головні балки (ребра), а консольні частини плити баластового корита підкріплені ребрами, що являють собою продовження діафрагм.

Розрахункова схема плити баластового корита наведена на рис. 4.

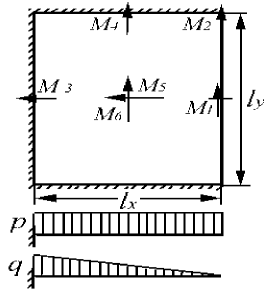


Рис. 4. Розрахункова схема плити баластового корита прогінної будови

Із точки зору будівельної механіки, консольні частини плит баластового корита на ділянці між діафрагмами передбачається розраховувати як плити обперті по контуру [1] із конкретним відношенням короткої сторони до довгої.

З урахуванням того факту, що борти плити баластового корита руйнуються і можуть мати поперечні розрізи, розрахункову схему плити із зовнішніх сторін прогінної будови приймають як пластину, яка защемлена своєю довгою стороною вздовж прогону у бетоні крайньої головної балки і двома короткими сторонами у бетоні ребер підкріплення. Четверта зовнішня сторона пластини вважається вільною від будь-якого закріплення.

Навантаження від власної ваги плити баластового корита і ваги баласту з частинами колії приймається рівномірно розподіленим по поверхні відсіку плити, тобто зміни товщини плити баластового корита поперек мосту не враховуються, якщо нерівномірність навантаження становить не більше 10 %.

У разі нерівномірного розподілу ваги плити із збільшенням його від вільного краю до ребра (головної балки) прогінної будови навантаження від власної ваги конструкції плити та баласту з частинами колії слід розглядати як суму рівномірно розподіленого навантаження і навантаження, що розподілене по трикутнику.

При розрахунку плит обпертих по контуру у загальному випадку згинальні моменти від постійного навантаження визначають у шести точках, але для розрахункової схеми, що розглядається, достатньо визначити:

– максимальний прогінний згинальний момент, що діє вздовж вільної грані відсіку плити на його середині

$$k_1 = \frac{M_{гр} - M_{1p}}{\zeta_1 l_y^2}; \quad (11)$$

– максимальний опорний згинальний момент в напрямку короткої сторони у кутах відсіку плити, де сходяться її защемлена і вільна сторони

$$k_2 = \frac{M_{гр} - M_{2p}}{\zeta_2 l_y^2}; \quad (12)$$

– опорний згинальний момент в напрямку короткої сторони посередині довгої сторони

$$k_3 = \frac{M_{гр} - M_{3p}}{\zeta_3 l_x^2}. \quad (13)$$

У формулах (11)–(13) прийняті такі позначення: $\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3$ – коефіцієнти, які враховують вплив рівномірно розподіленого навантаження на величину згинальних моментів; $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3$ – коефіцієнти, які враховують вплив навантаження, розподіленого по трикутнику з максимальною інтенсивністю біля довгої (защемленої) сторони плити, на величину згинальних моментів; n_p, n_b – коефіцієнти надійності для постійних навантажень від власної ваги плити баластового корита та баласту з частинами колії; p_p – навантаження на плиту баластового корита від її власної ваги, кН/м; p_b – навантаження на плиту баластового корита від ваги баласту з частинами колії, кН/м; p_d – різниця між інтенсивністю навантаження від власної ваги плити при розподілі її по закону трапеції, кН/м; l_x, l_y – довжина короткої та довгої сторін відсіку плити баластового корита із зовнішньої сторони прогінної будови, м.

Значення коефіцієнтів $\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3, \zeta_1, \zeta_2, \zeta_3$ наводяться в [5].

На мережі залізниць України є прогінні будови залізобетонних мостів з жорсткою арматурою із колійних рейок, двотаврових балок та інших профілів, і з жорсткою арматурою разом із гнучкою (рис. 5).

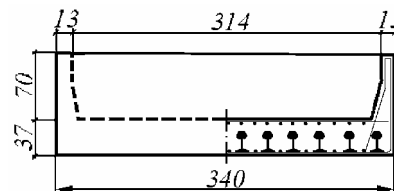


Рис. 5. Схема прогінної будови із жорсткою арматурою

У такому випадку для плитних або ребристих прогінних будов розраховують перерізи, у яких

по відношенню до жорсткої арматури, нейтральна вісь може мати три положення, а саме:

- нейтральна вісь знаходиться вище профілю жорсткої арматури (рис. 6);
- нейтральна вісь пересікає стінку профілю жорсткої арматури (рис. 7);
- нейтральна вісь проходить через верхню полку жорсткого профілю (рис. 8).

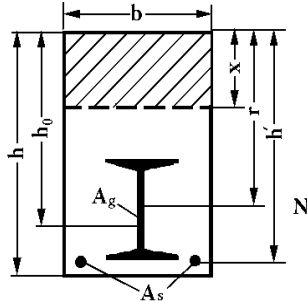


Рис. 6. Розрахункова схема

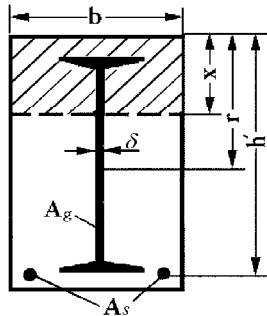


Рис. 7. Розрахункова схема

Найбільш складним є випадок, коли нейтральна вісь проходить через верхню полку жорсткого профілю (рис. 8).

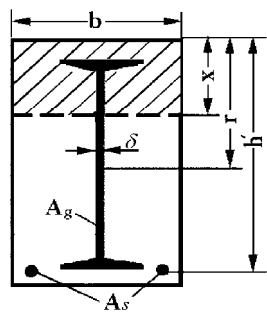


Рис. 8. Розрахункова схема

Відповідно до наведених схем (див. рис. 6–8) граничні моменти відносно нейтральної осі перерізу у разі відсутності гнучкої арматури визначаються за такими формулами:

$$M_{GP} = m \left[0,5bx^2 R_b + m_g R_g A_g (r - x) + m_s R_s A_s (h' - x) \right], \quad (14)$$

$$M_{GP} = m \left\{ 0,5bx^2 R_b + m_g R_g \left[T + (r - x)^2 \delta \right] + m_s R_s A_s (h' - x) \right\}, \quad (15)$$

$$M_{GP} = m \left[0,5ba^2 R_b + m_g R_g \bar{A}_g (\bar{r} - a) + m_s R_s A_s (h' - a) \right]. \quad (16)$$

У формулах (14)–(16) позначено: m – коефіцієнт умов роботи прогінної будови, який приймається рівним $m=1$; m_g , m_s – коефіцієнти умов роботи, які враховують особливості роботи прогінних будов із арматурою різних видів, відповідно для жорсткої та гнучкої арматури і дорівнюють $m_g=0,85$ і $m_s=0,90$; R_s , R_g – розрахункові опори на розтягнення відповідно гнучкої та жорсткої арматури, МПа; A_s , A_g – розрахункові площі перерізу розтягнутої відповідно гнучкої та жорсткої арматури, м²; R_b – розрахунковий опір бетону прогінної будови на стиснення, МПа; b – ширина перерізу плити, м; r – відстань від верхньої стисненої грані плити до центру ваги робочої жорсткої арматури, м; h' – відстань від верхньої стисненої грані плити до центру ваги робочої гнучкої арматури, м; h_0 – корисна висота перерізу плити, вважаючи від стисненої грані перерізу до центру ваги всієї арматури, м; h – повна висота перерізу плити, м.

У разі використання залізничних рейок як жорсткої арматури, рекомендовано приймати такі розрахункові опори R_g :

- для рейок типів Р43, Р50, Р65 і Р75 довжиною 12,5 м і 25 м, які не були у вжитку – 240 МПа, які були зняті з колії по зносу головки – 225 МПа;
- для рейок старих типів, які не були у вжитку – 200 МПа, які були зняті з колії – 190 МПа.

Під час визначення положення нейтральної осі може виявитися, що висота стисненої зони бетону перевищує товщину всієї прогінної будови. Це свідчить про те, що площа жорсткої арматури надто велика і прогінна будова повинна розраховуватися як металева. У цьому разі бетон прогінної будови забезпечує незмінне положення жорсткої арматури в просторі, створює жорстку систему в горизонтальній площині і деякою мірою захищає арматуру від корозії.

У разі визначення вантажопідйомності прогінної будови із жорсткою арматурою як металевій (без урахування бетону) на міцність за згинальним моментом, коефіцієнт умов роботи m і поправковий коефіцієнт χ до розрахункового моменту опору приймаються рівними одиниці $m=1$, $\chi=1$.

Корозія бетону під впливом атмосферних факторів, погана гідроізоляція прогінних будов або повна її відсутність у деяких випадках, погане утримання штучної споруди, дефекти, що виникли з різних причин, усадка та повзучість бетону тощо нерідко призводять до зниження вантажопідйомності (втрати міцності) конструкцією внаслідок передчасного фізичного зносу. Ці фактори і є основними причинами необхідності підсилення прогінних будов.

Підсилення масивних прогінних будов внаслідок їх морального зносу здійснюється порівняно рідко. Збільшення вантажопідйомності прогінних будов здійснюється за рахунок збільшення поперечного перерізу робочої арматури (рис.9, 10);

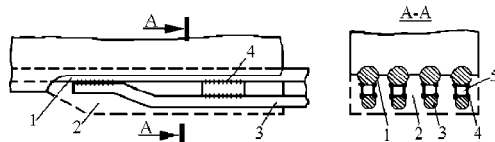


Рис. 9. Схема підсилення прогінної будови:
1 – існуюча арматура; 2 – новий бетон; 3 – арматура підсилення; 4 – зварний шов; 5 – коротий шов

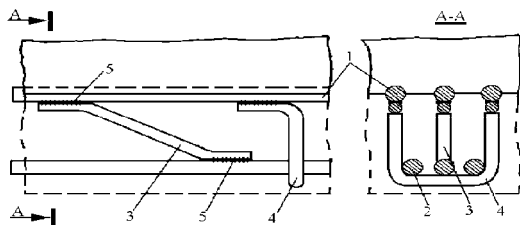


Рис. 10. Схема підсилення прогінної будови з приварюванням арматурного каркасу:
1 – існуюча арматура; 2 – арматура підсилення; 3 – зварний шов; 4 – нахилений оцупок; 5 – прямий оцупок

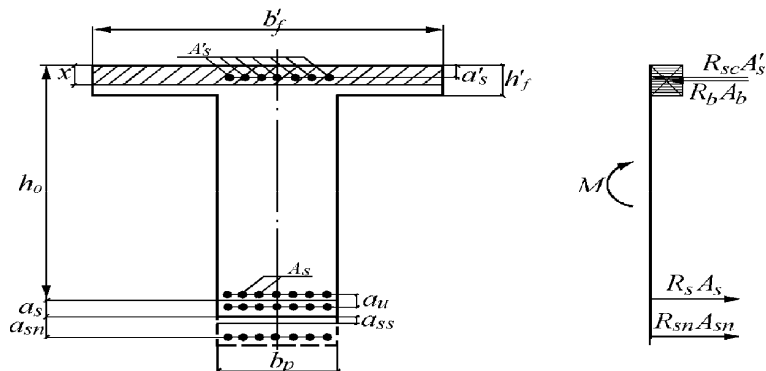


Рис. 11. Розрахункова схема перерізу у разі розташуванні нейтральної осі у межах плити

При підсиленні головних балок, шляхом приварювання додаткової арматури через оцупки або додаткових арматурних каркасів, положення центру ваги всієї арматури відносно нижньої грані ребра визначається за формулою

$$a_{ss} = \frac{A_s a_s - A_{sn} a_{sn} n_{sn}}{A_s + A_{sn} n_{sn}}, \quad (22)$$

де A_s , A_{sn} – площі відповідно існуючої робочої арматури і арматури підсилення прогінної будови, m^2 ; a_s , a_{sn} – відстані від нижньої грані ребра прогінної будови відповідно до існуючої робочої арматури і до арматури підсилення головної балки, m ; n_{sn} – відношення розрахункового опору арматури підсилення балки R_{sn} до розрахункового опору існуючої арматури R_s

$$n_{sn} = R_{sn} / R_s.$$

Робоча висота головної балки прогінної будови h_0 після підсилення дорівнює:

$$h = h - a_{ss},$$

де h – висота головної балки прогінної будови, m .

При розрахунку підсилення головних балок прогінних будов можливі випадки, коли нейтральна вісь буде знаходитися в межах плити баластового корита або у ребрі.

На рис. 11 наведена розрахункова схема для випадку, коли нейтральна вісь знаходиться в межах плити баластового корита.

Висота стисненої зони бетону з урахуванням стисненої робочої арматури

$$x = \frac{R_s (A_s + A_{sn} n_{sn}) - R_{sc} A'_s}{R_b b_f} \leq h_f, \quad (18)$$

граничний згинальний момент

$$M_{тр} = R_b b x (h_0 - 0,5x) + R_{sc} A'_s (h_0 - a'_s). \quad (19)$$

На рис. 12 наведена розрахункова схема для випадку коли нейтральна вісь розташована у ребрі головної балки прогінної будови.

В цьому випадку висота стисненої зони і граничний згинальний момент визначаються за формулами:

$$x = \frac{R_s (A_s + A_{sn} n_{sn}) - R_{sc} A'_s - R_b (b_f - b) h_f}{R_b b} > h_f, \quad (20)$$

$$M_{гр} = R_b b x (h_0 - 0,5x) + R_b (b_f - b) h_f (h_0 - 0,5x) + R_b (b_f - b) h_f (h_0 - 0,5x) + R_{sc} A'_s (h_0 - a'_s). \quad (21)$$

У формулах (17)–(21) позначено: R_s , R_{sc} – розрахункові опори розтягнутої та стисненої арматури, МПа; R_b – розрахунковий опір бетону прогінної будови, МПа; A_s , A_{sn} – площі відповідно існуючої робочої арматури і арматури підсилення прогінної будови, м²;

A'_s – площа робочої арматури, яка розташована у стисненій зоні бетону головної балки прогінної будови, м²; a_s , a_{sn} – відстані від нижньої грані ребра прогінної будови відповідно до центру ваги існуючої робочої арматури і до арматури підсилення головної балки, м; a'_s – відстань від верхньої грані головної балки прогінної будови до центру ваги робочої арматури, що розташована у стисненій зоні бетону, м; n_{sn} – відношення розрахункового опору арматури підсилення балки R_{sn} до розрахункового опору існуючої арматури R_s . x – висота стисненої зони бетону балки, м; h_f – приведена товщина плити головної балки прогінної будови, м; b_f – ширина плити головної балки прогінної будови, м; b – ширина ребра головної балки прогінної будови, м.

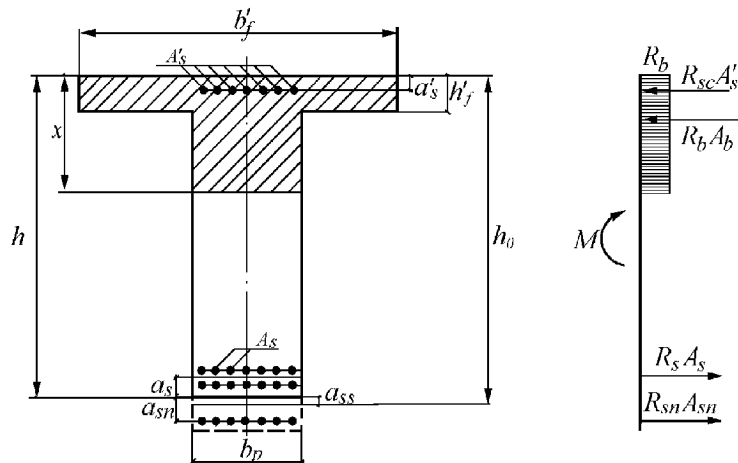


Рис. 12. Розрахункова схема перерізу при розташуванні нейтральної осі у межах ребра

У документі [5] вперше узаконені методики визначення вантажопідйомності плитних і ребристих прогінних будов із жорсткою арматурою, плит баластового корита прогінних будов, які розраховані за нормами 1907 року, вказаний порядок визначення частки тимчасового вертикального навантаження, яке припадає на односекційні плитні прогінні будови або на головні балки двоблочних чотириреберних прогінних будов.

Всі основні положення [5] перевірені безпосередніми розрахунками і добре узгоджуються з дійсною вантажопідйомністю прогінних будов відповідного типу.

Підсилення прогінних будов способом, що передбачає нарощування балок знизу, неможливо використати на будовах, які мають лімітовані підмостові габарити, а саме: шляхопроводи

через залізниці або автомобільні дороги, трамвайні та тролейбусні лінії тощо.

Спосіб підсилення прогінних будов шляхом додавання робочої арматури придатний тільки для прогінних будов з ненапруженою арматурою і непридатний для попередньо напружених прогонових споруд.

Найбільш ефективним способом підсилення прогінних будов за наявності в них великої кількості тріщин, що розвиваються, є улаштування залізобетонної оболонки [4].

Перші два способи застосовуються у разі незначної втрати несучої здатності прогінної будови, третій – головним чином, у разі значної.

Залізобетонні прогінні будови підсилюють без розвантаження від власної ваги у зв'язку з тим, що здійснити розвантаження буває практично неможливо.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Величкін А. П. Справочник проектировщика инженерных сооружений / А. П. Величкін, В. Ш. Козлов, И. Г. Харитонов и др. – К.: Будівельник, 1973. – 552 с.
2. Руководство по определению грузоподъемности железобетонных пролетных строений железнодорожных мостов. – М.: Транспорт, 1989. – 125 с.
3. Сахновский К. В. Железобетонные конструкции. – М.: Госстройиздат, 1959. – 244 с.
4. Содержание и реконструкция мостов / Под ред. В. О. Осипова. – М.: Транспорт, 1986. – с. 327.
5. Правила визначення вантажопідйомності балкових залізобетонних прогонових будов залізничних мостів. ЦП/0085. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2003. – 404 с.

Надійшла до редколегії 27.01.04 р

Ш. МИКАЛЮНАС, Л. П. ЛИНГАЙТИС, В. ПОДВЕЗЬКО (Вильнюсский технический университет им. Гедиминаса, Литва)

ВЕРОЯТНОСТНЫЕ ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ ЛУБРИКАТОРОВ НА ИЗНОС КОЛЕСНЫХ ПАР

У статті наведені результати досліджень ймовірностної оцінки впливу лубрикаторів на знос колісних пар. Показана залежність інтенсивності стирання гребеня від пробігу. Отримано регресійні криві, що дозволяють прогнозувати інтенсивність стирання гребеня. Дослідження показали, що система змащення гребенів дозволяє збільшити працездатність колісної пари до обточування не менш ніж на 31 %.

В статье приведены результаты исследований вероятностной оценки влияния лубрикатов на износ колесных пар. Показана зависимость интенсивности стирания гребня от пробега. Получены регрессионные кривые, позволяющие прогнозировать интенсивность стирания гребня. Исследования показали, что система смазки гребней позволяет увеличить работоспособность колесной пары до обточки не менее чем на 31 %.

The article represents the research results of probabilistic evaluation of the effect of lubricators upon the wear-out of wheelsets. The authors show dependence of the intensity of flange tear-out on the running distance. Received regression curves have been provided, allowing to forecast intensity of the flange tear-out. The studies have shown that flange lubrication system allows to enlarge running resource of the wheelset by no less than 31% before facing is required.

Введение

Колесные пары локомотива являются основным и особенно важным и ответственным элементом ходовой части. Это один из наиболее изнашиваемых и требующих много средств для ремонта узлов. От их качества и технического состояния значительно зависят безопасность движения подвижного состава и равномерность движения. Поэтому очень важно знать изменения интенсивности износа колесных пар на различных этапах эксплуатации.

Выполнив такие исследования, можно точнее прогнозировать ресурс бандажей колесных пар до ремонта, потребность запаса колесных пар для всего локомотивного парка, оптимизировать периодичность технического осмотра и ремонта, рациональнее использовать средства, предназначенные для ремонта тягового подвижного состава.

1. Объект и цель исследования

В процессе износа бандажей колесных пар, весь профиль качения колеса постепенно утрачивает конусообразность и на нем появляется полоса стирания, т. е. на поверхности колесных пар образуется износ.

На износ бандажей влияют такие факторы: пластическая деформация, вследствие которой металл вытесняется с поверхности катания в сторону гребня. Другой фактор – тепловое воз-

действие на колеса в процессе пробуксовки либо торможения локомотива.

Существенные деформации бандажей и головки рельса происходят из-за продолжительного взаимодействия колес и рельсов. В таком случае циклическое воздействие контактных напряжений может создать остаточные деформации. Хотя они и не могут полностью испортить бандаж, однако могут нарушить условия нормальной работы – создать динамические нагрузки и вибрации.

Изменения размеров бандажа определяется износом поверхности катания (i) (рис. 1), и толщины гребня (A) (естественный износ), а также из-за уменьшения слоя металла при обточке бандажа, восстанавливая толщину и высоту гребня и профиль бандажа (технологический износ), т. е. суммарной интенсивностью износа.

Износ бандажа (i) происходит из-за пластической деформации металла под воздействием нормальных сил. Другая причина – отделение частиц металла бандажа в местах контакта с рельсами под воздействием сил трения. Величина нормальной силы зависит от конструкции локомотива, а сила трения – от значений нормального давления и коэффициента сцепления.

Основным фактором, влияющим на интенсивность износа гребня (A), является его скольжение относительно рельса, происходящее из-за сближения и удаления гребня от боковой плоскости головки рельса в процессе движения локомотива [1; 2].

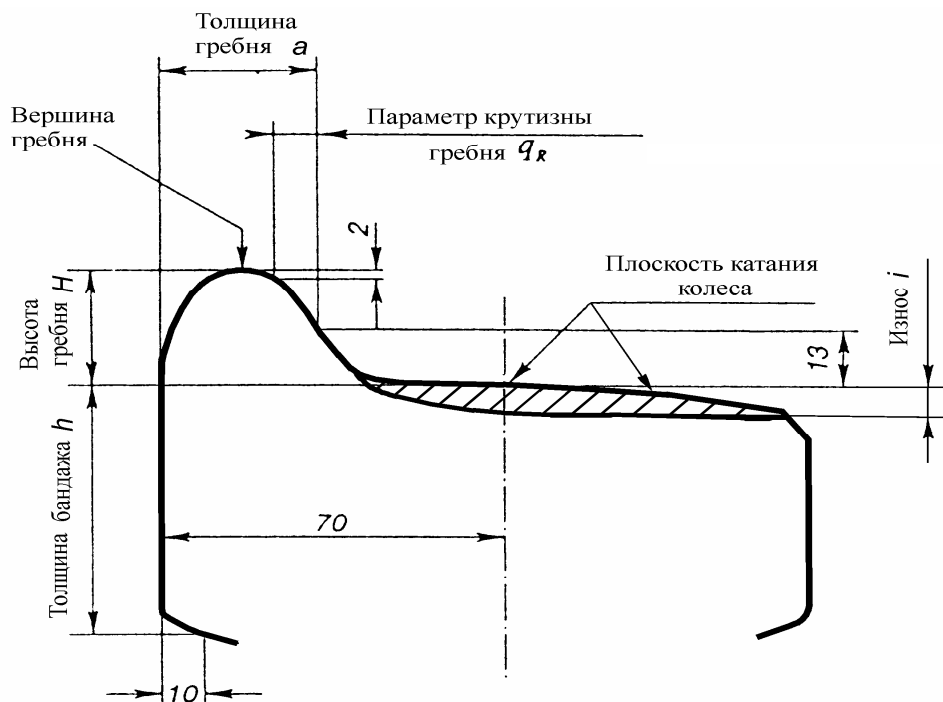


Рис. 1. Профиль поверхности и контролируемые параметры колесной пары

Зазор между гребнем и головкой рельса создает волнообразное движение колесной пары относительно колеи. Это постоянное сближение и удаление гребня от боковой поверхности рельса и является основной причиной интенсивного износа гребней бандажей колесных пар.

На износ бандажей колесных пар локомотивов влияет множество случайных факторов: химический состав металла бандажей, его физические свойства и однородность, качество изготовления, климатические условия эксплуатации, режимы нагрузки и их цикличность, продолжительность работы при максимальной нагрузке, температурные условия эксплуатации, влажность воздуха и его запыленность, загрязненность поверхности бандажа абразивными частицами (например, из-за наличия песка между колесами и рельсами), состояние пути, от которого зависит величина и интенсивность динамических нагрузок на подвижной состав, скорость движения, условия смазки места контакта колеса и рельса.

Среди перечисленных факторов невозможно выделить единственный, наиболее важный. Интенсивность износа колесных пар, как комплексного фактора, можно установить методом экспериментов.

Желая уменьшить износ бандажей, в локомотивах можно использовать систему смазки гребней бандажей колесных пар. Одна из таких – система FluiLub смазки гребней бандажей колесных

пар немецкой фирмы Baier+Körpel. Основой ее действия является подача смазки на гребень бандажа колеса локомотива при движении на кривых участках, когда трение между рельсом и гребнем колеса максимальное. В зависимости от направления движения локомотива, смазываются гребни передних колес каждой секции локомотива.

Применяемая в настоящее время периодичность обточки колесных пар не является рациональной и прогноз ее сложен. Это есть одна из причин из-за которой предприятия, эксплуатирующие подвижной состав, имеют дополнительные убытки – несвоевременно производится обточка колес, а также уменьшается срок эксплуатации из-за дополнительной сточки слоя металла.

Цель проводимых исследований – установить тенденцию износа колесных пар, используя которую можно было бы прогнозировать межремонтный пробег и приобретение необходимого количества новых колесных пар, планировать количество ремонтов.

2. Условия проведения эксперимента

Для эксперимента были выбраны два локомотива 2М62 (в двух секциях каждого локомотива 12 колесных пар) без использования системы смазки и один локомотив 2М62, на котором была смонтирована система смазки гребней колесных пар FluiLub немецкой

фирмы Baier+Körperl. На гребни бандажей локомотива, в котором смонтирована система смазки колесных пар, наносилось синтетическое масло Ciso TL 1400 В зимой и Ciso TL 1500 В в летнее время. В их составе содержание твердых частиц соответственно 15 и 30 %. Давление воздуха в системе 0,7 МПа.

В начальном моменте эксперимента все колесные пары были новыми, т. е. размеры их бандажей соответствовали номинальным параметрам, приведенным в табл. 1.

Таблица 1

**Основные контролируемые размеры
профиля бандажа**

Контролируемые размеры	Прокат бандажа <i>i</i> , мм	Толщина гребня <i>a</i> , мм	Толщина бандажа <i>h</i> , мм
Начальные (номинальные)	0,0	33,0	77,0
Предельные	7,0	25,0	36,0*

Примечание: эта толщина бандажа в процессе эксплуатации достигается вследствие обточки, когда необходимо восстановить профиль катания колесной пары из-за значительного износа гребня (когда $a < 25,0$ мм).

Измерения износа профиля колесных пар проводились каждый месяц, когда локомотивы приезжали в депо на техническую профилактику (ТР-3) либо для ремонтных работ. Средний пробег локомотивов между обмерами без системы смазки гребней составил 10 785 км, а со смазкой колесных пар – 10 504 км.

На интенсивность стирания колесных пар локомотивов, а особенно гребней, большое влияние имеет кривизна пути, поэтому в процессе выполнения эксперимента локомотивы курсировали по путям с радиусом кривизны, соответствующим среднему значению для Литвы. Радиусы кривизны железных дорог Литвы приводятся в табл. 2.

Из табл. 2 видно, что отношение кривых и прямых участков железных дорог Литвы составляет 1:3.

Задавалось требование, чтобы бандажи колесных пар с системой смазки и без нее эксплуатировались в однотипных условиях, т. е. на тех же участках пути, и выполняемая ими работа (т·км·брутто) была бы одинакова, а обе секции локомотива всегда должны были работать вместе.

Таблица 2

**Распределение протяженности
железных дорог Литвы по радиусам кривизны**

Участки, км	1809,2
Кривые участки, км, радиусы кривизны которых	
– < 300 м	4,8
– 300...350 м	3,9
– 351...500 м	16,8
– 501...650 м	88,9
– 651...800 м	61,7
– 801...1 000 м	109,9
– 1 001...1 200 м	94,9
– 1 200 м	220,5
Всего: кривых участков, км	601,4
Всего: общая продолжительность основных дорог, км	2 410,6

3. Технология измерений

Величина стирания бандажа и толщина гребня колесных пар были выполнены шаблоном по требованиям «Инструкции по формированию, ремонту и осмотру колесных пар тягового подвижного состава колеи 1 520 мм» [6].

Схема измерения степени стирания бандажа и толщины гребня приведены на рис. 2.

При измерении стирания бандажа и толщины гребня базовой поверхностью были внутренняя вертикальная поверхность бандажа и вершина гребня, которые не изменяются в процессе эксплуатации.

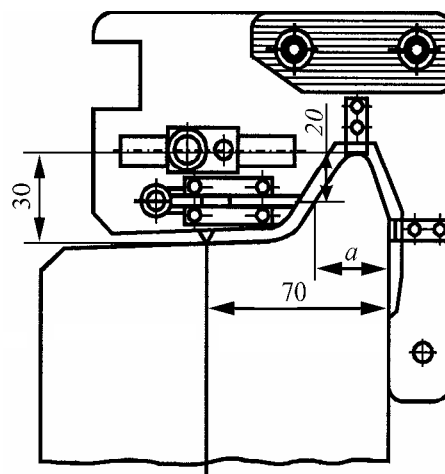


Рис. 2. Схема измерения толщины гребня

Толщина гребня (a) – расстояние, измеренное в горизонтальном направлении, на 20 мм ниже вершины гребня (рис. 2).

Высота гребня (H) – расстояние, измеренное в вертикальном направлении, между вершиной гребня и поверхностью катания бандажа. Разница между измеренной величиной высоты гребня и высотой гребня нового либо обточенного бандажа характеризует износ (i), который появляется в процессе эксплуатации по всей окружности колеса. Износ измеряется в плоскости окружности катания колеса, которая находится на расстоянии 70 мм от внутренней поверхности бандажа [6].

Каждый бандаж измерялся в трех местах по периметру. Измерялись следующие контрольные параметры колесных пар: износ бандажа i и толщина гребня a . В журнале измерений для каждого бандажа фиксировались: наибольшее значение износа и наименьшая толщина бандажа, т. е. фиксировались значения наибольшего стирания.

Точность шаблона при измерении износа $\pm 0,1$ мм, а при измерении толщины бандажа $\pm 0,3$ мм.

4. Методика обработки результатов эксперимента и полученные результаты

За период наблюдений максимальный пробег колесных пар без системы смазки составил 135 509 км, а с системой смазки – 141 648 км. Всего были получены 456 значений каждого контролируемого параметра для колесных пар без

системы смазки и 308 значений для колесных пар с системой смазки.

Учитывая стохастический характер исследуемых величин i – степени износа бандажа и A – интенсивности стирания гребня, для обработки результатов наблюдений был использован регрессионный анализ и методы вероятностного прогнозирования. Необходимо было найти математические зависимости – линии регрессии, наилучшим образом описывающие зависимости i и A от пройденного пути L и пригодные для осуществления прогнозов величин i и A , и с заданной вероятностью P (близкой к 1) рассчитать доверительные интервалы средних наблюдаемых и прогнозных значений.

Были вычислены параметры достаточно большого класса зависимостей: линейной, квадратичных, кубических, логарифмических, гиперболических, экспоненциальных для описания результатов эксперимента, с целью выбора одной, наиболее приемлемой аппроксимирующей функции. Наилучшая зависимость выбиралась по минимальному остаточному среднему квадратическому отклонению S , рассчитываемому каждый раз для величин i и A . Коэффициенты зависимостей вычислялись, используя метод наименьших квадратов [7].

Расчеты проводились при помощи математического пакета MAPLE-7 [5], а для построения графиков использовался пакет EXCEL-2000.

Наилучшими для описания процессов и осуществления прогнозов оказались зависимости, указанные в табл. 3.

Таблица 3

Наилучшие регрессионные кривые для описания и прогнозов i и A .

№	Зависимости	S_i	S_A
1	2	3	4
1	– без системы смазки		
	$i = -0,645 \cdot 10^{-6} L + 0,693 \cdot 10^{-9} L^2 - 0,437 \cdot 10^{-14} L^3$	1,1515	–
	$i = -0,0951 + 0,482 \cdot 10^{-5} L + 0,608 \cdot 10^{-9} L^2 - 0,399 \cdot 10^{-14} L^3$	1,1522	–
	$i = -0,35 + 0,387 \cdot 10^{-4} L - 0,129 \cdot 10^{-9} L^2$	1,1666	–
	$i = 0,0324 - 0,968 \ln(L+1) + 0,1 \ln^2(L+1)$	1,1675	–
	– с системой смазки		
	$i = -0,695 \cdot 10^{-5} L + 0,506 \cdot 10^{-9} L^2 - 0,238 \cdot 10^{-14} L^3$	0,9468	–
	$i = -0,019 - 0,6 \cdot 10^{-5} L + 0,493 \cdot 10^{-9} L^2 - 0,233 \cdot 10^{-14} L^3$	0,9483	–

1	2	3	4
2	$i = -0,294 + 0,21 \cdot 10^{-4} L$	0,9570	–
	$i = -0,276 + 0,202 \cdot 10^{-4} L + 0,63 \cdot 10^{-11} L^2$	0,9585	–
	– без системы смазки		
	$A = 0,556 \cdot 10^{-2} - \ln(L+1) + 0,124 \ln^2(L+1)$	–	1,0478
	$A = 0,252 + 0,108 \cdot 10^{-3} L - 0,992 \cdot 10^{-9} L^2 + 0,374 \cdot 10^{-14} L^3$	–	1,0548
	$A = 0,123 \cdot 10^{-3} L - 0,122 \cdot 10^{-8} L^2 + 0,475 \cdot 10^{-14} L^3$	–	1,0579
	$A = 0,49 + 0,765 \cdot 10^{-4} L - 0,301 \cdot 10^{-9} L^2$	–	1,0687
	– с системой смазки		
	$A = 0,585 \cdot 10^{-2} - 0,733 \ln(L+1) + 0,0879 \ln^2(L+1)$	–	1,2107
	$A = 0,744 \cdot 10^{-4} L - 0,674 \cdot 10^{-9} L^2 + 0,246 \cdot 10^{-14} L^3$	–	1,2113
	$A = 0,186 + 0,651 \cdot 10^{-4} L - 0,547 \cdot 10^{-9} L^2 + 0,195 \cdot 10^{-14} L^3$	–	1,2118
	$A = 0,4 + 0,432 \cdot 10^{-4} L - 0,14 \cdot 10^{-9} L^2$	–	1,2163

Доверительные интервалы для i и A рассчитывались по формулам [7]:

$$i_L \pm t_{v,p} S_i \sqrt{X_L^T (X^T X)^{-1} X_L}, \quad (1)$$

$$A_L \pm t_{v,p} S_A \sqrt{X_L^T (X^T X)^{-1} X_L}, \quad (2)$$

где i_L – расчетные (теоретические) значения i , X – матрица исходных данных, зависящая от используемой функциональной зависимости, $t_{v,p}$ – соответствующее значению из таблицы распределения Стюдента, X_L – L -я строка матрицы X [7]. Аналогичный смысл величин формулы доверительных интервалов для A (2).

Доверительные интервалы рассчитывались и графики чертились для доверительной вероятности $P = 0,95$ (т. е. $\alpha = 0,05$), соответствующей значению распределения Стюдента $t = 1,96$.

Результаты окончательной обработки данных и их доверительные интервалы изображены на рис. 3 и 4.

Сравнив полученные результаты, определили, что интенсивность стирания гребней (A) колесных пар локомотивов почти в два раза больше, чем интенсивность стирания бандажей (i). Следовательно, интенсивность стира-

ния гребней определяет межремонтный период бандажей колесных пар.

Из рис. 3 очевидно, что данная система смазки гребней не влияет на интенсивность появления износа (i), а значит лубрикатор наносится точно на назначенное место на гребне.

Из полученных зависимостей видно, что износ бандажей формируется с одинаковой интенсивностью на всех этапах эксплуатации, а гребень интенсивнее стирается в начале эксплуатации (пробег 30 000...40 000 км), пока профиль бандажа приобретает форму головки рельса. Дальше – интенсивность стирания гребня уменьшается и опять начинает возрастать с 150 000 км.

По полученным функциям можно прогнозировать, что обточка колесных пар из-за стирания гребня потребует после пробега 160 000 км с начала эксплуатации без применения лубрикатов и после 205 000 км при смонтированной системе смазки гребней. Следовательно, можно утверждать, что применяя систему смазки гребней, можно увеличить работоспособность колесной пары не менее чем в 1,3 раза.

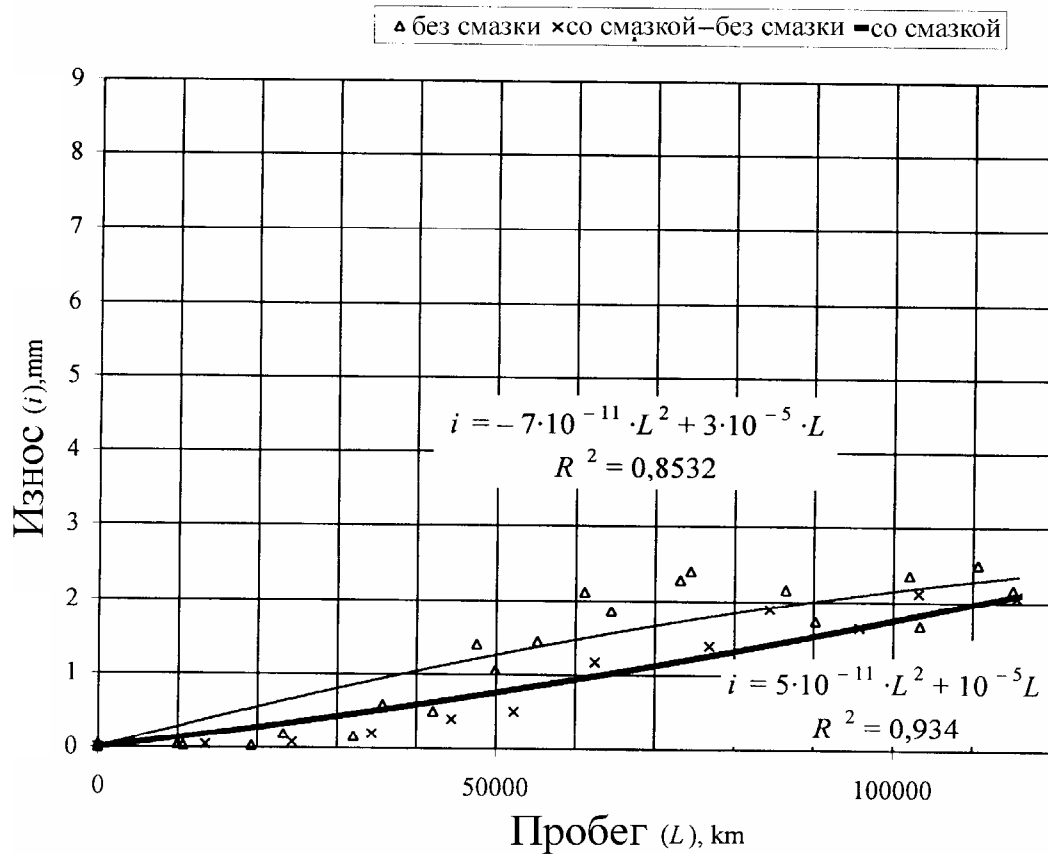


Рис. 3. Зависимость проката от пробега

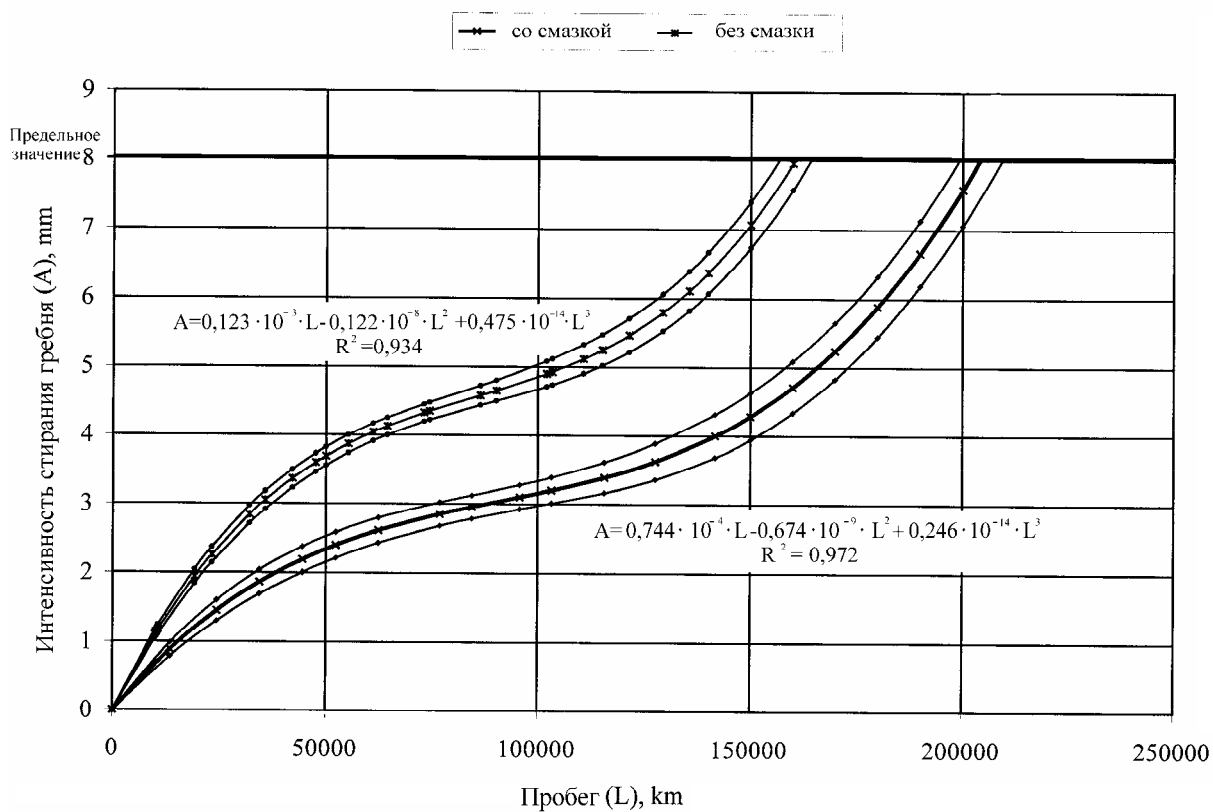


Рис. 4. Зависимость интенсивности стирания гребня от пробега

Выводы

Исследования показали, что гребень интенсивнее стирается в начале эксплуатации (пробег 30 000...40 000 км).

Интенсивность стирания гребней колесных пар локомотивов почти в два раза больше, чем интенсивность стирания бандажей, поэтому интенсивность стирания гребней определяет межремонтный период бандажей колесных пар.

Можно прогнозировать, что обточка колесных пар из-за стирания гребня потребует после пробега $160\,000 \pm 3\,000$ км с начала эксплуатации без применения лубрикаторов и после $205\,000 \pm 4\,000$ км при смонтированной системе смазки гребней.

Система смазки гребней позволяет увеличить работоспособность колесной пары до обточки не менее чем на 31 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Курасов Д. А. Повышение долговечности бандажей колесных пар подвижного состава. – М.: Транспорт, 1981. – 160 с.
2. D. G. Grieve, R. S. Dwyer-Joyce, J. H. Beynon. Abrasive wear of railway track by solid contaminants // *Journal of Rail and Rapid Transit*. Volume 215. 2001. – P. 193–205.
3. Гнеденко Б. В. Математические методы в теории надежности / Б. В. Гнеденко, Ю. К. Беляев, А. Д. Соловьев. – М.: Наука, 1965. – 367 с.
4. A. Moreau. Characteristics of wheel/rail contact // *Rail Engineering*. International Edition, 1992. – № 3. – P. 15–22.
5. Аладьев В. З. Maple 6: Решение математических, статистических и инженерно-физических задач / В. З. Аладьев, М. А. Богдвичюс. – М.: Лаборатория базовых знаний, 2001. – 824 с.
6. Инструкция по формированию, ремонту и осмоту колесных пар тягового подвижного состава колеи 1520 мм. Вильнюс: LG, 1999. – 129 с.
7. Дрейпер Н. Прикладной регрессионный анализ / Н. Дрейпер, Г. Смит. – М.: Статистика, 1973. – 392 с.

Поступила в редколлегию 15.05.04.

В. І. ХАРЛАН (Придніпровська залізниця)

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ТРАСИ ЗАЛІЗНИЦІ І ТИПУ РУХОМОГО СКЛАДУ НА РІВЕНЬ МАКСИМАЛЬНОЇ ШВИДКОСТІ

Досліджено вплив параметрів плану, поздовжнього профілю і типу рухомого складу на рівень максимальної швидкості при впровадженні швидкісного руху поїздів.

Исследовано влияние параметров плана, продольного профиля и типа подвижного состава на уровень максимальной скорости при введении скоростного движения поездов.

The article investigates the influence of plane, the longitudinal profile parameters and the kind of rolling stock on the level of maximal speed in introduction of high speed train services.

Вступ

Основною метою організації швидкісного руху пасажирських поїздів в Україні є суттєве підвищення швидкостей руху поїздів та покращення сервісу обслуговування пасажирів.

Для підвищення швидкостей руху поїздів у кривих ділянках колії застосовують різні способи зменшення непогашеного прискорення. Найбільш розповсюджений метод у Європі - це примусовий нахил.

У 2003 р. представники Укрзалізниці ознайомились з досвідом впровадження швидкісного руху на залізницях Фінляндії з застосуванням поїздів типу Pendolino і надали пропозиції щодо проведення техніко-економічного обґрунтування доцільності впровадження на залізницях України поїздів Pendolino з вагонами, що обладнані пристроями нахилу кузова.

Нові поїзди, які випускає компанія Alstom Transport, можуть використовуватись на залізницях, електрифікованих як на постійному струмі 3 кВ, так і змінному 25 кВ, 50 Гц. Вартість одного поїзду з 9 вагонів – 16...18 млн дол. США [1].

Викликає інтерес дослідження можливості застосування подібного типу рухомого складу на залізницях України, в тому числі на Придніпровській залізниці на напрямках швидкісного руху.

Постановка задачі

Метою роботи є дослідження впливу параметрів плану, поздовжнього профілю і типу рухомого складу на рівень максимальної швидкості при впровадженні швидкісного руху поїздів, проведення порівняльного аналізу поїздів, що пла-

нуються до випуску в Україні, з поїздами типу Pendolino, що використовуються за кордоном.

Оскільки ефект від впровадження рухомого складу досягається в кривих ділянках колії, то розглянемо, які сили діють на екіпаж і чому отримується підвищення швидкості руху для звичайного екіпажа і з примусовим нахилом кузова вагонів.

Одиниця рухомого складу, що рухається по кривій, підпадає дії двох основних сил, прикладених в центрі тяжіння: горизонтальної центробіжної сили $F = \frac{mV^2}{R}$, яка направлена назовні колії і складової ваги екіпажа $P \sin \beta = mg \sin \beta$, де V – швидкість, м/с, g – прискорення вільного тяжіння, m – маса екіпажа.

Рівнодіюча цих двох сил R_1 урівноважується, коли вона перпендикулярна горизонтальній площині, що проходить через поверхні кочення рейок, тобто коли підвищення зовнішньої рейки дорівнює теоретичному h_m , яке визначається розрахунком.

На рис. 1 наведена розрахункова схема для визначення підвищення.

Відповідно до рисунка теоретичне підвищення $h_m = S \sin \beta$, де S – ширина колії. При малих кутах $\sin \beta \approx \tan \beta$.

Оскільки

$$\tan \beta = \frac{F}{P},$$

то

$$h_m = \frac{SV^2}{gR}.$$

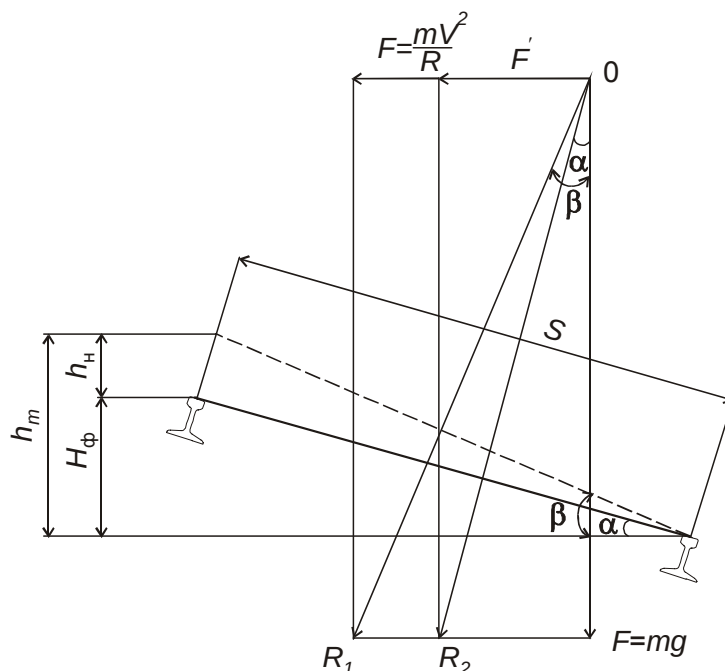


Рис. 1. Схема сил, що діють на одиницю рухомого складу в кривій

Якщо на залізниці сумішений рух вантажних і пасажирських поїздів, що рухаються по кривій з різними швидкостями, то центробіжна сила може не врівноважуватись і тоді необхідно установити середньозважене підвищення (фактичне) h_{ϕ} , щоб уникнути перевантаження внутрішньої рейки поїздами, які рухаються із швидкістю менше розрахункової. У цьому випадку врівноважується тільки частина F' центробіжної сили. Різниця $F - F'$ (між теоретичним і практичним підвищенням) – не зрівноважену частину центробіжної сили, а нестача підвищення визначається як

$$h_n = h_m - h_{\phi}$$

(рис. 1), причому різниця $F - F'$ пропорційна нестачі підвищення

$$F - F' = \frac{P}{S}(h_m - h_{\phi}) = \frac{P}{S}h_n.$$

Теоретичне підвищення h_m збільшується при підвищенні швидкості руху поїздів, різниця $h_m - h_{\phi}$ також збільшується з ростом швидкості. При деякому значенні швидкості нестача підвищення стає настільки значною, що поперечні сили перевищать допустимі значення, і тоді виникає необхідність обмеження швидкості руху, що визначається нестачею підвищення.

Таблиця 1

**Допустима швидкість руху рухомого складу без примусового нахилу кузова
(непогашене прискорення $0,7 \text{ м/с}^2$)**

Підвищ. мм	Допустима швидкість руху, км/год, для кривих радіусів, м												
	3000	2500	2000	1750	1500	1250	1000	900	800	700	600	500	400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
150	220	220	205	192	177	162	145	137	130	121	112	102	92
140	220	220	201	188	174	159	142	135	127	119	110	100	90
130	220	220	197	184	171	156	139	132	125	117	108	98	88
120	220	216	193	180	167	153	136	129	122	114	106	96	86
110	220	211	189	177	163	149	133	127	119	112	103	94	84
100	220	206	184	173	160	146	130	124	117	109	101	92	83
90	220	201	180	168	156	142	127	121	114	107	99	90	81

Закінчення табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
80	215	196	176	164	152	139	124	118	111	104	96	88	79
70	210	191	171	160	148	135	121	115	108	101	94	86	77
60	204	186	166	156	144	132	118	112	105	98	91	83	74
50	198	181	162	151	140	128	114	108	102	96	88	81	72
40	192	175	157	146	136	124	111	105	99	93	86	78	70
30	185	169	151	142	131	120	107	102	96	90	83	76	68
20	179	163	146	137	126	115	103	98	92	86	80	73	65
10	172	157	140	131	122	111	99	94	89	83	77	70	63

У сучасних екіпажах, що при проходженні кривої мають примусовий крен усередину кривої γ (до 8°), додатково компенсується непогашене прискорення, що діє на пасажирів. Розрахунки і практика експлуатації поїздів Pendolino показали, що можна прийняти $\alpha_{\text{нп.прим}} = 1,8 \text{ м/с}^2$. При проходженні поїздів Pendolino допустима швидкість в кривих зростає (табл. 2).

При підвищенні швидкості збільшуються динамічні сили взаємодії в системі колесо-рейка, а тому європейський стандарт для таких поїздів орієнтований на низьке осьове

навантаження 16,5 т. Максимальні сили, що діють на колію при допустимому непогашеному прискоренні $1,8 \text{ м/с}^2$: вертикальна сила між колесом і рейкою – 160 кН, бокова сила між колесом і рейкою 60 кН (радіус кривої від 300 до 1000 м) і 55 кН (радіус кривої більше 1000 м).

За даними табл. 2 можна зробити висновок, що швидкість руху в кривих може збільшитись до 30 %. Остаточні висновки можна зробити тільки після детальних досліджень на конкретних ділянках колії.

Таблиця 2

Збільшення швидкості руху (у відсотках) у порівнянні з рухомим складом без примусового нахилу кузова

Підвищ. мм	Збільшення допустимої швидкості для рухомого складу з примусовим нахилом кузова, км/год, для кривих радіусів, м												
	3000	2500	2000	1750	1500	1250	1000	900	800	700	600	500	400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
150	0,0	0,0	6,9	11,7	19,3	22,8	22,8	22,8	22,8	22,8	22,8	22,8	22,8
140	0,0	0,0	8,7	13,3	20,9	23,4	23,4	23,4	23,4	23,4	23,4	23,4	23,4
130	0,0	0,0	10,5	15,1	22,5	24,1	24,1	24,1	24,1	24,1	24,1	24,1	24,1
120	0,0	2,0	12,3	16,8	24,1	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8
110	0,0	4,1	14,2	18,6	25,5	25,5	25,5	25,5	25,5	25,5	25,5	25,5	25,5
100	0,0	6,2	16,1	20,4	26,2	26,2	26,2	26,2	26,2	26,2	26,2	26,2	26,2
90	0,0	8,5	18,1	22,3	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0
80	2,2	10,7	20,2	24,3	27,9	27,9	27,9	27,9	27,9	27,9	27,9	27,9	27,9
70	4,8	13,1	22,2	26,2	28,8	28,8	28,8	28,8	28,8	28,8	28,8	28,8	28,8
60	7,4	15,5	24,4	28,3	29,8	29,8	29,8	29,8	29,8	29,8	29,8	29,8	29,8
50	10,1	17,9	26,6	30,3	30,9	30,9	30,9	30,9	30,9	30,9	30,9	30,9	30,9
40	12,9	20,5	28,9	32,0	32,0	32,0	32,0	32,0	32,0	32,0	32,0	32,0	32,0

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
30	15,7	23,1	31,2	33,3	33,3	33,3	33,3	33,3	33,3	33,3	33,3	33,3	33,3
20	18,7	25,8	33,6	34,6	34,6	34,6	34,6	34,6	34,6	34,6	34,6	34,6	34,6
10	21,8	28,6	36,1	36,0	36,0	36,0	36,0	36,0	36,0	36,0	36,0	36,0	36,0

Щоб урахувати складність плану лінії (частоту розташування кривих, їхній взаємний вплив) і крутизну підйомів на поздовжньому профілі, були виконані розрахунки для таких варіантів:

1-й варіант. План лінії складний, криві радіусом 600 м розташовані на короткій відстані одна від одної. Допустима швидкість руху при підвищенні зовнішньої рейки 100 мм становить 101 км/год (див. табл. 1). Максимальна швидкість, що характерна для швидкісного руху (160...200 км/год), не може бути реалізована на прямих ділянках, тобто діє суцільне обмеження швидкості за параметрами кривих.

Із вітчизняних розглядались локомотиви

ДС3 (конструкційна швидкість 160 км/год) і ДС4 (проектна швидкість 200 км/год). Для порівняння були виконані розрахунки для рухомого складу з примусовим нахилом кузова вагонів – Pendolino (200 км/год). За такими ж вихідними даними максимально допустима швидкість в кривих більша на 26 км/год, тобто становить близько 130 км/год.

2-й варіант. План лінії менш складний. Криві радіусом 600 м розташовані на відстані, що дозволяє поїздам розігнатись і рухатись певний час з максимальною швидкістю (рис. 2). Допустимі швидкості руху в кривих такі ж, як у першому варіанті.

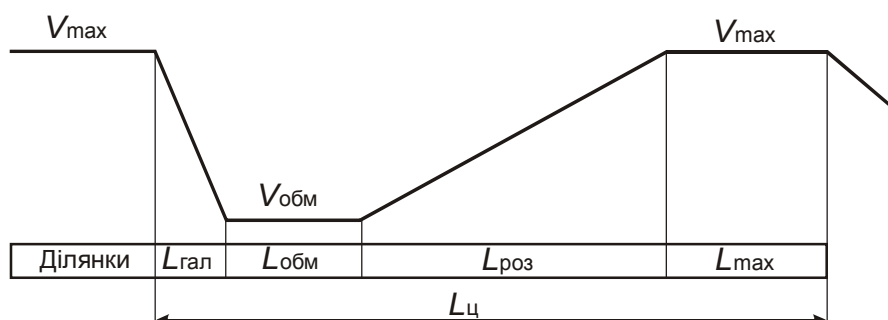


Рис. 2. Схема проходження поїздом кривої:

$L_{\text{гал}}$ – довжина ділянки гальмування для зниження швидкості з максимально допустимої на прямій V_{max} до обмежуючої на кривій $V_{\text{обм}}$; $L_{\text{роз}}$ – ділянка розгону до максимальної швидкості; L_{max} – довжина ділянки, де поїзд рухається з максимальною швидкістю, визначається економічними розрахунками і становить близько 5...7 км

Відповідно до рис.2 час руху поїзда на ділянці довжиною $L_{\text{ц}}$ визначається за формулою

$$T_{\text{ц}} = \frac{L_{\text{ц}}}{V_{\text{сер}}} = \frac{V_{\text{max}} - V_{\text{обм}}}{b_{\text{сер}}} + \frac{L_{\text{обм}}}{V_{\text{обм}}} + \frac{V_{\text{max}} - V_{\text{обм}}}{a_{\text{сер}}} + \frac{L_{\text{ц}} - (L_{\text{гал}} + L_{\text{обм}} + L_{\text{роз}})}{V_{\text{max}}},$$

де $b_{\text{сер}}$, $a_{\text{сер}}$ – середнє прискорення відповідно при гальмуванні і розгоні.

3-й варіант. Криві радіусом 600 м розташовані на такій відстані, що дозволяє поїздам розігнатись і рухатись певний час з максимальною швидкістю 180...200 км/год. Допустимі швидкості руху в кривих такі ж, як у першому варіанті. Крутизна уклонів у всіх варіантах приймалась

від 0 до 9 ‰. Результати виконаних розрахунків наведені на графіках (рис. 3–5).

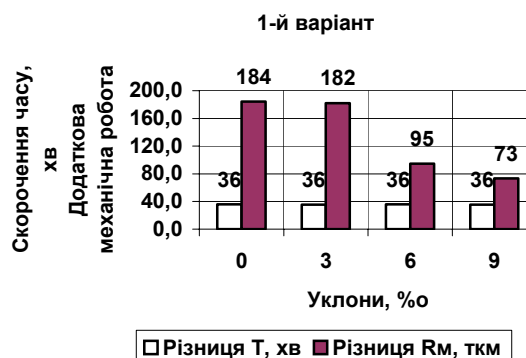


Рис. 3. Скорочення часу руху і збільшення механічної роботи локомотива на ділянках складного плану лінії

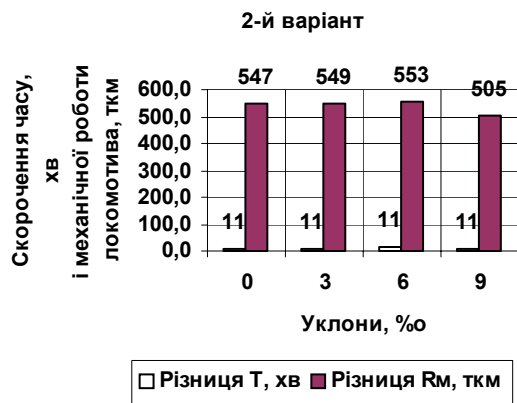


Рис. 4. Скорочення часу руху і збільшення механічної роботи локомотива (максимальна швидкість між кривими до 160 км/год)

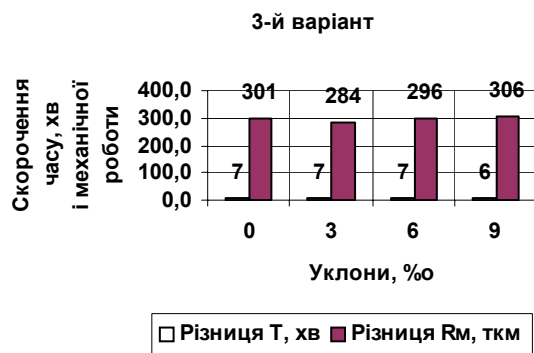


Рис. 5. Скорочення часу руху і збільшення механічної роботи локомотива (максимальна швидкість між кривими до 200 км/год)

Аналіз результатів

З аналізу гістограм видно, що найбільше скорочення часу руху при застосуванні поїздів

Pendolino досягається на складних ділянках плану лінії, але при цьому збільшуються механічна робота локомотива і витрати електроенергії. Вплив параметрів профілю незначний при формуванні легких поїздів масою 400...500 т.

У другому варіанті досягається значно менша економія часу – 11 хв. І ДС4 і Pendolino реалізують швидкість до 160 км/год, але в першому випадку обмеження в кривих 100 км/год і необхідно розігнатись від $V_{обм}$ до V_{max} ($\Delta V = 60$ км/год), у другому випадку $\Delta V = 30$ км/год і для цього потрібні менші витрати електроенергії.

У третьому варіанті економія часу становить всього 7 хв.

Подальші розрахунки були виконані для ділянки П'ятихатки–Дніпропетровськ, де вже впроваджений прискорений рух поїздів (до 140 км/год).

На ділянці П'ятихатки–Верхівцеве швидкість до 160...180 км/год може бути реалізована тільки на перегоні Вольногорськ–Верховцеве як ДС4, так і Pendolino. Скорочення часу руху на ділянці 49 км становить 7 хв.

Ділянка Верхньодніпровськ–Дніпропетровськ має більш складні параметри плану, максимальна швидкість досягається 160 км/год на одному з перегонів Верховцево–Верньодніпровськ. Скорочення часу руху на ділянці 71 км становить всього 4 хв.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. SIX CARS ELECTRIC PENDOLINO for Ukraine. Technical Description. Alstom. Savigliano. – 2003. – 18 s.

Надійшла до редколегії 05.06.04.

ПРОГНОЗУВАННЯ КОНТЕЙНЕРНИХ ПОТОКІВ

У статті наведена методика прогнозування контейнерних перевезень в межах транспортних коридорів.

В статті представлена методика прогнозування контейнерних перевозок в пределах транспортных коридоров.

The paper describes a method of the forecasting the container services within transport corridors.

Проблема найвигіднішого використання контейнерів при перевезеннях стояла ще за радянських часів. Вона актуальна і сьогодні, а з розвитком нових міжнародних економічних відносин і використанням мультимодальних перевезень вийшла на новий рівень.

За останні п'ять років багато уваги приділяється створенню і розвитку транспортних артерій між нашою державою та іншими країнами. Це питання розглядалось не тільки промисловцями та транспортниками, а й науковими працівниками. У цьому світлі постає необхідність досліджень контейнерних перевезень в сучасних умовах з максимальною ефективністю. Але максимально ефективна користь від використання контейнерних перевезень може бути досягнута не тільки зі

зменшенням порожнього пробігу, а й від спланованих економічних та технічних вкладень в очікуванні перевезення.

З метою визначення актуальності вирішення питань підвищення ефективності технологічних процесів при залізничних контейнерних перевезеннях та їх митному контролю за даними Управління статистики Держмитслужби, проведемо статистичний аналіз транзитних контейнерних перевезень за 2001–2002 рр. за двома умовними напрямками Азія–Європа та Європа–Азія. Для відображення даних означених перевезень зручно скористуватись табл. 1.

На базі даних з таблиці побудуємо стовпчикові діаграми динаміки контейнерних перевезень за 2001–2002 рр. у напрямку Азія–Європа (рис. 1) та Європа–Азія (рис. 2).

Таблиця 1

Контейнерні перевезення в 2001–2002 рр.

За місяць	Азія–Європа		Європа–Азія	
	2001 р.	2002 р.	2001 р.	2002 р.
Січень	620	580	390	382
Лютий	725	792	457	446
Березень	687	764	456	495
Квітень	635	550	483	453
Травень	724	668	428	502
Червень	580	450	455	488
Липень	612	466	389	397
Серпень	544	750	463	450
Вересень	689	824	476	468
Жовтень	743	773	482	453
Листопад	828	870	493	465
Грудень	841	894	480	472
За рік	8228	8381	5452	5471

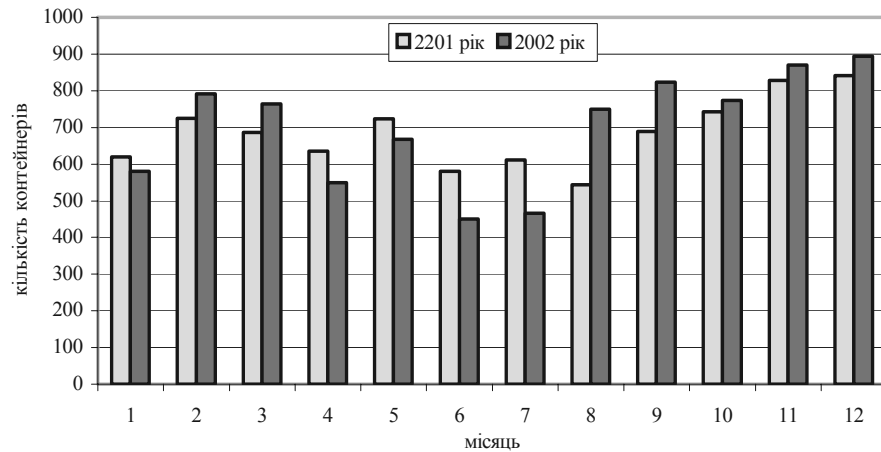


Рис. 1. Діаграма динаміки контейнерних перевезень за 2001–2002 рр. у напрямку Азія–Європа

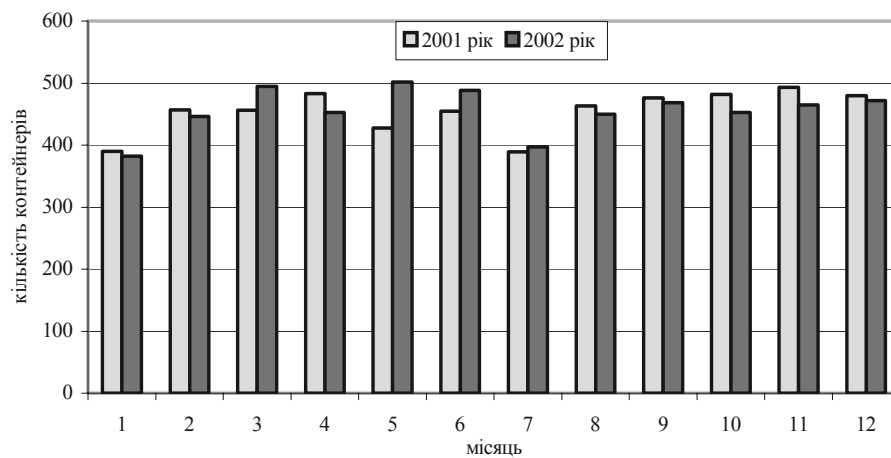


Рис. 2. Діаграма динаміки контейнерних перевезень за 2001–2002 рр. у напрямку Європа–Азія

На базі обраних даних окремо для напрямків Азія–Європа та Європа–Азія проведемо згладжування динамічних рядів для виявлення тенденції. Рівень ряду – дані за місяць. Згладжування динамічного ряду проведемо методом аналітичного вирівнювання, знайдемо формулу, яка відтворює тенденцію розвитку. Найпростішою формулою є лінійна функція

$$y_t = a_0 + a_1 t.$$

Параметри a_0 та a_1 згідно з методом найменших квадратів знаходяться шляхом розв’язання системи нормальних рівнянь

$$\begin{cases} a_0 n + a_1 \sum t = \sum y, \\ a_0 \sum t + a_1 \sum t^2 = \sum yt', \end{cases}$$

де n – кількість місяців ($n = 24$); t – порядковий номер періоду або моменту часу; y – фактичні рівні ряду.

Розрахунок параметрів значно спрощується, якщо за початок відліку часу ($t = 0$) прийняти центральний інтервал. Оскільки число рівнів динамічного ряду парне умовні позначення часу t наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Період	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
t	–23	–21	–19	–17	–15	–13	–11	–9	–7	–5	–3	–1
Період	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
t	1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23

Оскільки $\sum t = 0$, то система нормальних рівнянь приймає вигляд

$$\begin{cases} \sum y = a_0 n, \\ \sum yt = a_1 \sum t^2. \end{cases}$$

Тоді

$$a_0 = \frac{\sum y}{N}; \quad a_1 = \frac{\sum yt}{\sum t^2}.$$

Розглянемо вирівнювання ряду динаміки по прямій, взявши вихідні дані за 2001–2002 рр. (табл. 2). Проведемо розрахунки, з цією метою складемо допоміжну табл. 3.

Таблиця 2

Вихідні дані за 2001–2002 рр. за напрямком Азія–Європа

Період	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
y	620	725	687	635	724	580	612	544	689	743	828	841
Період	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
y	580	792	764	550	668	450	466	750	824	773	870	894

Таблиця 3

Період	y	t	t^2	yt	y_t	$y - y_t$	$(y - y_t)^2$
1	620	–23	529	–14260	636,05	–16,05	257,6025
2	725	–21	441	–15225	640,93	84,07	7067,7649
3	687	–19	361	–13053	645,79	41,21	1698,2641
4	635	–17	289	–10795	650,66	–15,66	245,2356
5	724	–15	225	–10860	655,55	68,45	4685,4025
6	580	–13	169	–7540	660,40	–80,40	6464,1600
7	612	–11	121	–6732	665,27	–53,27	2837,6929
8	544	–9	81	–4896	670,13	–126,13	15908,7769
9	689	–7	49	–4823	675,00	14,00	196,0000
10	743	–5	25	–3715	679,87	63,13	3985,3969
11	828	–3	9	–2484	684,74	143,26	20523,4276
12	841	–1	1	–841	689,62	151,38	22915,9044
13	580	1	1	580	694,47	–114,47	13103,3809
14	792	3	9	2376	699,34	92,66	8585,8756
15	764	5	25	3820	704,22	59,78	3573,6484
16	550	7	49	3850	709,08	–159,08	25306,4464
17	668	9	81	6012	713,95	–45,95	2111,4025
18	450	11	121	4950	718,82	–268,82	72264,1924
19	466	13	169	6058	723,68	–257,68	66398,9824
20	750	15	225	11250	728,55	21,45	460,1025
21	824	17	289	14008	733,42	90,58	8204,7364
22	773	19	361	14687	738,29	34,71	1204,7841
23	870	21	441	18270	743,15	126,85	16090,9225
24	894	23	529	20562	748,02	145,98	21310,1604
Σ	16609	0	4600	11199	16609	0,00	325402,2628

Тоді

$$a_0 = 692,04, \quad a_1 = 2,434.$$

Рівняння прямої, яка являє собою трендову модель функції, яка шукається, має вигляд

$$y_t = 692,04 + 2,434t.$$

За даними табл. 3 побудуємо функцію у графічному вигляді (рис. 3).

Розглянувши трендову модель функції, можна зробити такі висновки:

1. В наступному періоді часу (2003 р.) скоріше слід очікувати зростання кількості перевезень в напрямку Азія–Європа.

2. Кількість перевезень в напрямку Азія–Європа наприкінці кожного року має сталу тенденцію до росту.

Виявлення та характеристика трендів і моделей взаємозв'язку створюють підстави для прогнозування. Для цього використовують метод екстраполяції.

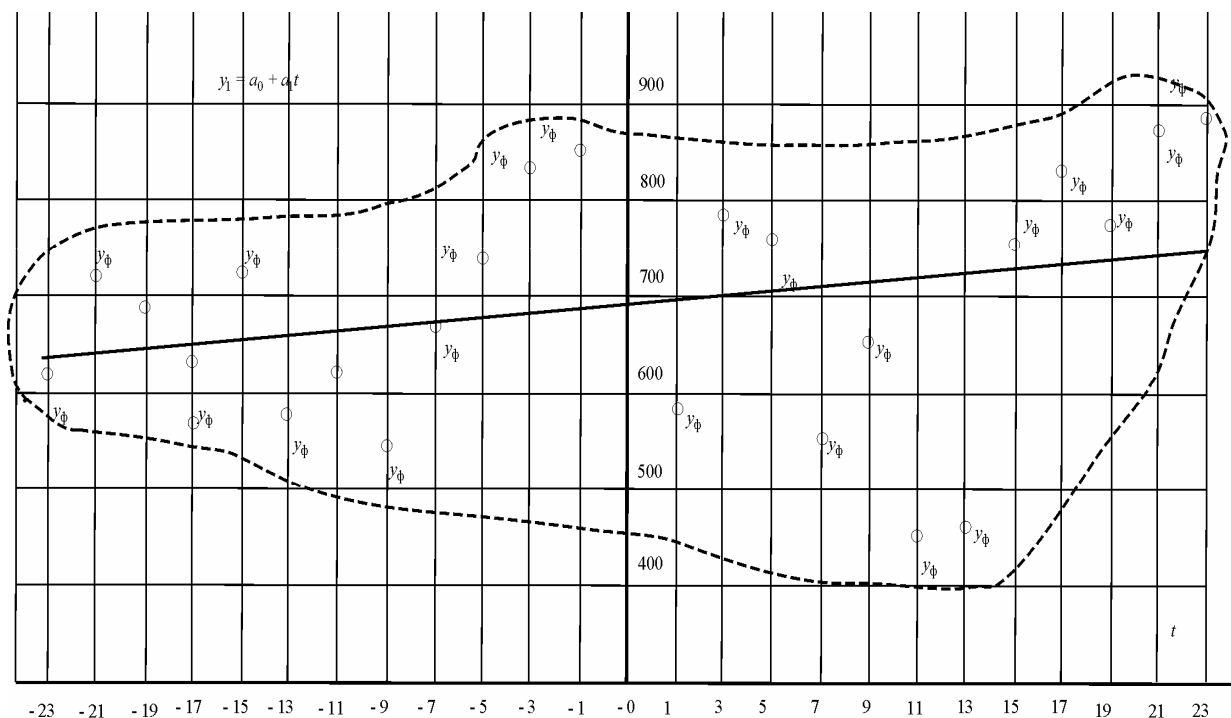


Рис. 3. Трендова модель функції $y_t = a_0 + a_1t$ у графічному вигляді

Тепер за допомогою вихідних даних перевезення у напрямку Європа–Азія (табл. 4) спробуємо скласти прогноз таких перевезень на початок 2003 р. Проведемо розрахунки, з цією метою складемо допоміжну табл. 5.

Тоді

$$a_0 = 455,12, \quad a_1 = 0,350.$$

На підставі обчисленого рівняння $y_t = a_0 + a_1t$

за допомогою екстраполяції при $t = 25$ – для січня 2003 р. визначимо очікувану величину

$$y_{25} = 455,12 + 0,350 \cdot 25 = 463,87.$$

Так само визначимо величину при $t = 30$ – для червня 2003 р.:

$$y_{30} = 455,12 + 0,350 \cdot 30 = 465,62.$$

Таблиця 4

Вихідні дані за 2001–2002 рр. за напрямком Європа–Азія

Період	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
y	390	457	456	483	428	455	389	463	476	482	493	480
Період	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
y	382	446	495	453	5032 2	488	397	450	468	453	465	472

Таблиця 5

Період	y	t	t^2	yt	y_t	$y - y_t$	$(y - y_t)^2$
1	390	-23	529	-8970	447,08	-57,08	3258,1264
2	457	-21	441	-9597	447,77	9,23	85,1929
3	456	-19	361	-8664	448,48	7,52	56,5504
4	483	-17	289	-8211	449,17	33,83	1144,4689
5	428	-15	225	-7230	449,88	-21,88	478,7344
6	455	-13	169	-5915	450,57	4,43	19,6249
7	389	-11	121	-4279	451,28	-62,28	3878,7984
8	463	-9	81	-4167	451,97	11,03	121,6609
9	476	-7	49	-3332	452,68	23,32	543,8224
10	482	-5	25	-2410	453,37	28,63	819,6769
11	493	-3	9	-1479	454,08	38,92	1514,7664
12	480	-1	1	-480	454,77	25,23	636,5529
13	382	1	1	382	455,48	-73,48	5399,3104
14	446	3	9	1338	456,17	-10,17	103,4289
15	495	5	25	2475	456,88	38,12	1453,1344
16	453	7	49	3171	457,57	-4,57	20,8849
17	502	9	81	4518	458,28	43,72	1911,4384
18	488	11	121	5368	458,97	29,03	842,7409
19	397	13	169	5161	459,68	-62,68	3928,7824
20	450	15	225	6750	460,37	-10,37	107,5369
21	468	17	289	7956	461,08	6,92	47,8864
22	453	19	361	8607	461,77	-8,77	76,9129
23	465	21	441	9765	462,48	2,52	6,3504
24	472	23	529	10856	463,17	8,83	77,9689
Σ	10923	0	4600	1613	10923,00	0,00	26536,3516

Висновки

Прогноз кількості контейнерних перевезень за напрямком Європа–Азія в січні 2003 р. становитиме – 464, а в червні 2003 – 466 контейнерів.

Тепер спробуємо отримати результат явища, яке прогнозується, інтервальними оцінками. Для визначення меж інтервалів використаємо формулу

$$y_t + t_a S_{yt},$$

де t_a – коефіцієнт довіри за розподілом Стюдента; S_{yt} – залишкове середнє квадратичне

відхилення від тренду, яке скоректоване за кількістю ступенів вільності $(n - m)$

$$S_{yt} = \sqrt{\frac{(y - y_t)^2}{(n - m)}},$$

де n – число рівнів динамічного ряду ($n = 24$); m – число параметрів адекватної моделі тренда (для рівняння прямої $m = 2$).

У нашому прикладі число ступенів вільності дорівнює 22. При довірчій імовірності 0,95 коефіцієнт довіри $t_a = 2,07$ (за табл. Стюдента [1]).

Тоді

$$y_t \pm S_{y_t} = 463,87 \pm 2,07 \sqrt{\frac{26536,3516}{22}} = \\ = 463,87 \pm 34,73 .$$

Отже, як висновок, з імовірністю 0,95 можна стверджувати, що в наступному періоді – січні 2003 року контейнерних перевезень у напрямку Європа–Азія буде не менше ніж 429, і не більше ніж 498.

Ми бачимо, що при правильному прогнозуванні контейнерних перевезень в межах транспортних коридорів, майже завжди можна очікувати прогнозуємий результат, отже, отримати максимальний економічний ефект.

БІБЛЮГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Вентцель Е. С. Исследование операций: задачи, принципы, методология. – М, 1980.

2. Бакаев А. А. Міжнародні транспортні коридори України на шляху інтеграції у світову економічну систему / А. А. Бакаєв, С. І. Пірожков, В. Л. Ревенко // Стратегічна панорама, 1999. – № 4.
3. Покотілов А. А. Проблемы стратегии и тактики стран содружества по обеспечению интеграции транспортных систем // Проблемы экономики транспорта: Материалы третьей международной научной конференции. 2003.
4. Корнієнко В. П. Развитие контейнерных перевозок на Украине // Проблемы экономики транспорта: Материалы третьей международной научной конференции. 2003.
5. Щербанин Ю. А. Некоторые аспекты развития контейнерных перевозок в мире // Эффективное формирование национальной сети международных транспортных коридоров: Материалы седьмой международной конференции. 2003.

Надійшла до редколегії 22.04.04.

СИММЕТРИЧЕСКАЯ РАЗНОСТЬ МНОЖЕСТВ И ЕЕ ПРИМЕНЕНИЕ

Запропоновані основи диференціального числення функцій множини.

Предложены основы дифференциального исчисления функций множества.

The article proposes fundamentals of a differential calculus of multitude functions.

В теории меры [1] и в работах по теории множеств [2] используется операция симметрической разности, но наиболее полно она нашла применение в теории интеграла [3].

В предлагаемой работе симметрическую разность множеств рассматриваем как операцию вариации (изменения) одного множества с помощью другого. Такое толкование симметрической разности естественным образом возникает при исследовании на экстремум функций множества.

Определенности ради приведем некоторые объекты, с которыми будем работать в дальнейшем.

Определение 1. Тройку $\langle \Omega, \mathfrak{G}(\Omega), \mu(\cdot) \rangle$ будем называть пространством с мерой, где $\mathfrak{G}(\Omega)$ – кольцо подмножеств множества Ω , $\mu(\cdot)$ – однородная и аддитивная функция множества с областью определения $\mathfrak{G}(\Omega)$ и значениями в R .

Определение 2. Множество $c = A \Delta B$ будем называть вариацией множества A с помощью множества B , где Δ – операция симметрической разности.

Покажем, что данное определение вариации обладает определенной общностью.

Пусть $A = \{x\}$ – одноточечное множество, а $B = \{x, x + \Delta x\}$, тогда

$$c = \{x\} \Delta \{x, x + \Delta x\} = \{x + \Delta x\}. \quad (1)$$

Данная вариация используется в классическом математическом анализе при исследовании функции на экстремум и в конструкции определения производной.

Рассмотрим еще один пример, когда в качестве множества Ω принимается набор некоторых функций $x(t)$, определенных на отрезке $[a; b]$.

Тогда положив $A = \{x(t)\}$, а $B = \{x(t), x(t) + \varepsilon h(t)\}$, получим

$$c = A \Delta B = \{x(t) + \varepsilon h(t)\}, \quad (2)$$

где ε – произвольное число, $h(a) = h(b) = 0$.

Очевидно, что C в соотношении (2) представляет собой вариацию по Лагранжу в вариационном исчислении [4].

Обобщением вариации Лагранжа является вариации Макштейна [5]. В этой вариации функция $h(t)$ отлична от нуля на некотором полуотрезке $[t_1, t_2) \subset [a, b]$.

В случае, когда $t_1 = t_2$, данная вариация получила название игольчатой вариации в оптимальном управлении [6], которая использовалась при доказательстве принципа максимума Л. С. Понтрягина.

Определение 3. Пусть последовательность множеств $\{B_n\}$, $n = 1, 2, \dots$ такова, что каждое $B_n \in \mathfrak{G}(\Omega)$, тогда если существует предел отношения

$$\frac{F(E \Delta B_n) - F(E)}{\mu(E \Delta B_n) - \mu(E)}$$

при $n \rightarrow \infty$, будем называть производной от функции множества $F(E)$ по мере μ на последовательности $\{B_n\}$ и записывать в виде

$$\left. \frac{dF(E)}{d\mu} \right|_{\{B_n\}} \stackrel{\text{def}}{=} \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{F(E \Delta B_n) - F(E)}{\mu(E \Delta B_n) - \mu(E)}. \quad (3)$$

Определение 4. Если начиная с некоторого номера $B_n \cap E = \emptyset$, производную, вычисляемую по конструкции (3), будем называть внешней производной, а с некоторого номера $B_n \cap E = B_n$, такую производную будем называть внутренней производной и обозначать соответственно:

$$\left. \frac{dF(E)}{d\mu} \right|_{\{B_n\}}^+ \quad \text{и} \quad \left. \frac{dF(E)}{d\mu} \right|_{\{B_n\}}^-.$$

Теорема. Если множество E_* доставляет функции $F(E)$ минимальное значение и суще-

ствуют внешние и внутренние производные, то с необходимостью имеем

$$\left. \frac{dF(E_*)}{d\mu} \right|_{\{B_n\}}^+ \geq 0; \quad \left. \frac{dF(E_*)}{d\mu} \right|_{\{B_n\}}^- \leq 0. \quad (4)$$

Доказательство. Отметим, что разность

$$\Delta F|_{B_n} = F(E_x \Delta B_n) - F(E_x) \geq 0,$$

так как E_* оставляет минимум функции $F(E)$ при $E \in \mathfrak{B}(\Omega)$.

В общем случае изменение меры $\mu(E)$ при вариации множества E множеством B_n будет равно

$$\Delta \mu|_{B_n} = \mu(E \Delta B_n) - \mu(E),$$

и учитывая, что мера $\mu(\cdot)$ является аддитивной функцией, получим

$$\Delta \mu|_{B_n} = \mu(B_n) - 2\mu(E \cap B_n). \quad (5)$$

Если $E \cap B_n = \emptyset$, то

$$\Delta \mu|_{B_n} = \mu(B_n).$$

Считаем, что мера $\mu(\cdot) \geq 0$, тогда отношение

$$\frac{\Delta F}{\Delta \mu} \Big|_{B_n} = \frac{\Delta F|_{B_n}}{\mu(B_n)} \geq 0,$$

устремляя $n \rightarrow \infty$, получим неотрицательный предел, если он существует, но тем самым получили, что внешняя производная неотрицательна.

Если B_n , начиная с некоторого номера, принадлежит E_* , то в силу (5) получаем

$$\Delta \mu|_B = -\mu(B_n) \leq 0,$$

и воспользовавшись конструкцией (3), убеждаемся, что внутренняя производная меньше или равна нулю, что и доказывает теорему.

Замечание. Соотношения (4) при выборе последовательностей, сходящихся к одноточечному множеству, позволяет строить множество $\tilde{E}$, на элементах которого выполняются необходимые условия минимума функции $F(E)$. Очевидно, что множество $\tilde{E}$ может и не быть множеством, на котором функция $F(E)$

принимает минимальное значение, но такова природа любых необходимых условий.

Пример 1. Пусть множество $\Omega = \{x : a \leq x \leq b\}$, а $\mathfrak{B}(\Omega)$ – набор борелевских подмножеств множества Ω .

Рассмотрим функцию

$$F(E) = \left(\int_E f(x) \mu(dx) \right)^2,$$

где интеграл понимается в смысле Лебега; $f(x) > 0$ при $x \in [a, b]$.

Внешняя производная в силу конструкции (3) при B_n^+ сходящихся к точке $x^+ \notin E$ будет равна

$$\left. \frac{dF(E)}{d\mu} \right|_{\{B_n^+\}}^+ = 2 \left[\int_E f(x) \mu(dx) \right] f(x^+) \geq 0,$$

а внутренняя производная имеет вид

$$\left. \frac{dF(E)}{d\mu} \right|_{\{B_n^-\}}^- = 2 \left[\int_E f(x) \mu(dx) \right] f(x^-) \leq 0,$$

где x^- – предельная точка последовательности $\{B_n^-\}$ и принадлежит E . Так как $f(x^+)$ и $f(x^-)$ больше нуля, то получаем

$$\int_E f(x) \mu(dx) = 0,$$

откуда следует, что множество E должно иметь нулевую меру Лебега. Таких множеств на отрезке $[a, b]$ несчетно, среди которых имеется и множество типа Канторос [7].

Пример 2. Данный пример представляет собой задачу на условный экстремум

$$F_1(E) = \int_E f_1(x) \mu(dx) \rightarrow \min,$$

$$F_2(x) = \int_E f_2(x) \mu(dx) \geq \alpha,$$

где функции $f_1(x)$ и $f_2(x)$ определены и неотрицательны на Ω .

Введем функцию Лагранжа

$$\angle(E, \lambda) = F_1(E) - \lambda F_2(E)$$

и вычислим внутреннюю производную

$$\left. \frac{dL(E)}{d\mu} \right|_{\{B_n\}} = f_1(x) - \lambda f_2(x),$$

где последовательность $\{B_n\}$ сходится к точке $x \in E$. В силу необходимого условия получаем множество

$$E_*(\lambda) = \{x \in \Omega : f_1(x) - \lambda f_2(x) \leq 0\},$$

а так как $f_2(x) > 0$, то данное множество можно представить в виде

$$E_*(\lambda) = \{x \in \Omega : f_1(x)/\lambda f_2(x) \leq 1\}. \quad (6)$$

Неопределенный множитель Лагранжа определяем из условия

$$\int_{E_*(\lambda)} f_2(x) \mu(dx) \geq \alpha.$$

Соотношение (6) в математической статистике [8] известно как отношение плотностей вероятностей в лемме Неймана-Пирсона при построении критической области.

Пример 3. В этом примере будет незначительное обобщение примера 2

$$F_1(E) = \left(\int_E f_1(x) \mu(dx) \right) \rightarrow \min,$$

$$F_2(E) = \int_E f_2(x) \mu(dx) \geq \alpha > 0.$$

Построив функцию Лагранжа и вычислив внутреннюю производную, получим неравенство

$$2 \left(\int_E f_1(x) \mu(dx) \right) f_1(x) - \lambda f_2(x) \leq 0$$

или

$$2 \left(\int_E f_1(x) \mu(dx) \right) \frac{f_1(x)}{f_2(x)} \leq \lambda, \quad \forall x \in E. \quad (7)$$

Пусть $E(\lambda)$ набор таких x , что выполняется неравенство (7), тогда

$$\int_{E(\lambda)} f_1(x) \mu(dx) = c(\lambda),$$

а так как $c(\lambda) > 0$, то неравенство (7) перепишем в виде

$$\frac{f_1(x)}{f_2(x)} \leq \lambda^*, \quad (8)$$

где $\lambda^* = \lambda/c(\lambda)$.

Множество $E(\lambda^*)$ это такое множество x , что имеет место (8). Значение множителя Лагранжа λ находим по λ^* положив

$$\lambda = \lambda^* \int_{E(\lambda^*)} f_1(x) \mu(dx). \quad (9)$$

Соотношение (9) позволяет по λ^* строить $E(\lambda^*)$ и определять множитель λ .

Этот факт приводит к тому, что можно вместо неравенства (7) пользоваться соотношением (9) и λ^* определять из условия

$$\int_{E(\lambda^*)} f_2(x) \mu(dx) \geq \alpha. \quad (10)$$

В частном случае, когда $\Omega = R$, $f_1(x) = x^2$; $f_2(x) = |x|$ имеем $E(\lambda^*) = \{x : |x| \leq \lambda^*\}$.

Неравенство (10) принимает вид

$$\lambda^* \geq \sqrt{\alpha},$$

а значение $F_1[E(\lambda^*)]$ будет равно

$$F_1 = \frac{2}{3} \lambda^{*3}$$

минимальное значение F_1 , будет при $\lambda^* = \sqrt{\alpha}$.

Заметим, что $E(\lambda)$ не может быть множеством меры нуль, потому, что не будет выполнено условие

$$F_2[E(\lambda)] \geq \alpha > 0,$$

а так как $f_2(x) > 0$, то и $C(\lambda) > 0$, что и было использовано при переходе от неравенства (7) к неравенству (8).

Пример 4. Рассматривается задача векторной оптимизации

$$\left(\begin{array}{l} F_1(E) = \int_E f_1(x) \mu(dx) \\ F_2(E) = \int_E f_2(x) \mu(dx) \end{array} \right) \rightarrow \min \quad (11)$$

при условии, что $E \in \mathfrak{G}(\Omega)$.

В этой задаче функции $f_1(x)$ и $f_2(x)$ непрерывны и таковы, что существуют интегралы от них на любом множестве $E \in \mathfrak{G}(\Omega)$.

Определение 5. Множество $E_* \in \mathfrak{G}(\Omega)$ будем называть эффективным множеством, если любая его вариация приводит к увеличению F_1 или F_2 .

Определение 6. Множество $\mathfrak{G}^*(\Omega) \subseteq \mathfrak{G}(\Omega)$ будем называть решением задачи (11), если любой элемент из $\mathfrak{G}^*(\Omega)$ является эффективным множеством.

Придадим задаче (11) инженерное толкование.

Пусть множество Ω представляет собой набор технологических операций по доставке грузов между конкретными пунктами A и B . $F_1(E)$ – представляет собой время доставки, а $F_2(E)$ – затраты средств при перемещении груза из пункта A в пункт B .

Очевидно, что эти показатели являются противоречивыми в том смысле, что уменьшение одного из них приводит к увеличению другого.

Если мы имеем решение задачи (11), то в координатах (t, z) на плоскости можем построить кривую (рис. 1)

$$\gamma = \{(t, z) : t = F_1(E), z = F_2(E), E \in \mathfrak{G}^*(\Omega)\}.$$

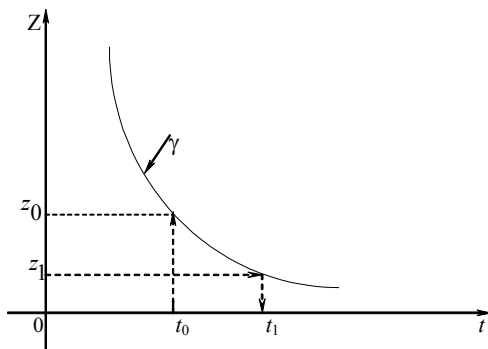


Рис. 1. Геометрическая интерпретация решения задачи векторной оптимизации (11)

Кривую γ (см. рис. 1) можно использовать для количественной оценки взаимоотношения клиента и транспортной системы.

Например, если клиент желает, чтобы его груз был доставлен за время t_0 , то он должен располагать средствами в сумме z_0 . В случае, когда он такими средствами не располагает, а имеет $z_1 < z_0$, то время доставки за такую сумму составит $t_1 > t_0$.

Другими словами кривая γ может служить основой для построения тарифов на перевозку от пункта A до пункта B .

Приведем основные этапы алгоритма решения задачи векторной оптимизации (11).

n1. С шагом $\Delta\tau$ организуем перебор по τ в пределах $[\underline{\tau}, \bar{\tau}]$.

n2. Формируем задачу на условный экстремум

$$F_2(E) = \int_E f_2(x) \mu(dx) \rightarrow \min$$

при условии

$$F_2(E) = \int_E f_2(x) \mu(dx) \rightarrow \min$$

и по методу неопределенных множителей Лагранжа при заданном τ находим множество $E(\tau)$, доставляющее минимум F_2 при заданном τ .

n3. В качестве решения задачи (11) принимаем

$$\mathfrak{G}_\tau(\Omega) = \{E(\tau) : \tau \in [\underline{\tau}, \bar{\tau}]\}.$$

n4. Строим кривую

$$\gamma = \{(t, z) : t = F_1[E(\tau)], z = F_2[E(\tau)], \tau \in [\underline{\tau}, \bar{\tau}]\}.$$

В данном алгоритме $\underline{\tau}$ – минимально возможное время доставки, $\bar{\tau}$ – время доставки при минимальных затратах, которое можно принимать за нормативное.

Таким образом, предложенный подход с использованием внутренней производной, позволяет установить структуру множества E и найти его конкретный вид.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Халмош П. Теория меры. – М.: ИЛ, 1953, – 291 с.
2. Александров П. С. Введение в теорию множеств и общую топологию. – М.: Наука, 1977. – 368 с.
3. Шилов Г. Е. Интеграл, мера и производная / Г. Е. Шилов, Б. Л. Гуревич. – М.: Наука, 1967. – 219 с.
4. Ахиезер Н. И. Лекции по вариационному исчислению. – М.: Гостехиздат, 1955. – 248 с.
5. McShane E. J. On multipliers for Lagrangian problem. – Amer. J. Math., 1939, vol. 61, – P. 809–819.
6. Понтрягин Л. С. Математическая теория оптимальных процессов и дифференциальные игры // Труды матем. Института АН СССР, 1985. Т. 169. – С. 119–151.
7. Колмогоров А. Н. Элементы теории функции и функционального анализа / А. Н. Колмогоров, С. В. Фомин – М.: Наука, 1989. – 624 с.
8. Уилкс С. Математическая статистика. – М.: Наука. 1967. – 632 с.

Поступила в редколлегию 04.05.04.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ВАРИАНТОВ СОКРАЩЕНИЯ ВРЕМЕНИ ХОДА

Скорочення часу руху поїзда за рахунок заходів реконструкції колії та інших транспортних засобів розглядається як задачі векторної оптимізації. Запропонована методика оцінки залежності витрат ресурсів від часу скорочення руху поїзда.

Сокращение времени хода поезда за счет мероприятий реконструкции пути и других транспортных средств рассматривается как задачи векторной оптимизации. Предложена методика оценки зависимости затрат средств от времени сокращения движения поезда.

Reduction of the running time of train on account of reconstruction of the track and the vehicles is considered as a problem of vector optimization. A technique of estimation of expenditures dependence on the saved running time of train has been proposed.

В работе [1] рассмотрена задача сокращения времени доставки за счет использования различных вариантов организации доставки грузов.

В основу данной задачи был положен метод фаз и указаны условия, когда внутренние резервы не позволяют дальнейшее сокращение времени доставки без реконструкции пути.

Используя методику работы [1], рассмотрим задачу реконструкции пути, которую будем оценивать в первом приближении двумя показателями:

- затраты капитальных вложений в реконструкцию пути и другие устройства;
- сокращение времени доставки.

Рассматриваемое направление разобьем на элементы (станции и перегоны), на которых возможны определенные мероприятия по реконструкции, каждое из которых оцениваем капитальными затратами и временем сокращения времени хода поезда на данном элементе.

Чтобы придать данной задаче количественную форму, введем обозначения: $\Omega = \{\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n\}$ – множество элементов направления, в порядке их следования; $\Theta_i = \{\Theta_{i1}, \Theta_{i2}, \dots, \Theta_{ik_i}\}$ – множество мероприятий на элементе ω_i , где Θ_{ij} – j -тое мероприятие на элементе ω_i ; $Z(\Theta_{ij})$ – затраты средств при реализации мероприятия Θ_{ij} ; $\Delta t(\Theta_{ij})$ – сокращение времени хода на элементе ω_i при реализации мероприятия Θ_{ij} .

Рассмотрим некоторый вариант реконструкции

$$\gamma = \{\Theta_{1j_1}, \Theta_{2j_2}, \dots, \Theta_{nj_n}\},$$

где $\Theta_{ij_i} \in \Theta_i$ и представляет некоторое мероприятие на элементе ω_i .

Затраты средств, соответствующие варианту γ , будут вычисляться по формуле

$$Z(\gamma) = \sum Z(\Theta_{ij_i}), \quad (1)$$

$$\Theta_{ij_i} \in \gamma,$$

а сокращение времени хода поезда определяться по формуле

$$\Delta t(\gamma) = \sum \Delta t(\Theta_{ij_i}), \quad (2)$$

$$\Theta_{ij_i} \in \gamma.$$

Обозначим через Γ набор всевозможных вариантов из рассматриваемых мероприятий. Число вариантов множества Γ определится по формуле

$$|\Gamma| = \prod_{i=1}^n K_i.$$

Так, например, если число элементов $n = 50$, а на каждом элементе может быть реализовано 4 мероприятия, то

$$|\Gamma| = 1,268 \cdot 10^{30}.$$

Таким образом, множество Γ достаточно «богато» вариантами γ . Желательно найти такой вариант $\gamma_* \in \Gamma$, чтобы затраты были как можно меньшими, а время сокращения хода поезда было бы как можно больше.

Очевидно, что сформулированные пожелания носят противоречивый характер. Математической формой данных пожеланий служит

задача векторной оптимизации [2], которую запишем в виде

$$\begin{pmatrix} Z(\gamma) \\ -\Delta t(\gamma) \end{pmatrix} \rightarrow \min \quad (3)$$

при условии

$$\gamma \in \Gamma. \quad (4)$$

Остановимся на понятии решения задачи (3)–(4).

Определение 1. Вариант реконструкции γ_* будем называть эффективным, если любое отклонение от него приводит к ухудшению хотя бы одного из показателей, т. е. к увеличению затрат на реконструкцию или уменьшению сокращения времени хода поезда.

Определение 2. Под решением задачи (3)–(4) будем понимать некоторый набор вариантов $\Gamma_* \in \Gamma$, такой, что любой вариант из Γ_* является эффективным.

Отметим основное свойство вариантов из множества Γ_* , которое заключается в том, что какие бы два варианта мы не взяли из Γ_* , то они между собой несравнимы. Пусть γ_1 и γ_2 из Γ_* , тогда, если

$$Z(\gamma_1) > Z(\gamma_2),$$

то обязательно имеет место

$$-\Delta t(\gamma_1) < -\Delta t(\gamma_2)$$

или

$$\Delta t(\gamma_1) > \Delta t(\gamma_2).$$

В силу конечности множества Γ существование множества Γ_* не вызывает сомнения. Однако построение (определение) множества Γ_* вызывает определенные затруднения, так как непосредственный перебор вариантов из Γ является практически нереализуемой процедурой.

Действительно, если для анализа одного варианта из Γ потребуется 10^{-6} с, то общее время составит порядка $4 \cdot 10^{16}$ лет, что сравнимо с существованием жизни на Земле. Вот в этом и заключается принципиальная трудность решения дискретных задач оптимизации непосредственным перебором.

Учитывая сделанное замечание, перейдем от задачи (3)–(4) к задаче на условный экстремум:

$$Z(\gamma) \rightarrow \min \quad (4)$$

при условии

$$\Delta t(\gamma) \geq \tau, \quad \gamma \in \Gamma, \quad (5)$$

где величина τ задается и может быть из некоторого интервала $[\underline{\tau}, \bar{\tau}]$.

Очевидно, что в качестве $\underline{\tau}$ можно взять ноль, а набор мероприятий, соответствующий решению задачи (4)–(5), при $\tau = 0$ можно толковать как порядок (технология) движения поездов при существующем состоянии транспортных средств (пути, подвижного состава и т. д.).

Относительно величины $\bar{\tau}$ можно указать, что это желаемая величина сокращения времени хода в плане конкурентной способности железнодорожного транспорта по сравнению с другими видами транспорта.

С другой стороны задача (4)–(5) позволяет оценить максимальное значение $\bar{\tau}$ при достижении определенного уровня в развитии транспортных средств или каким должен быть уровень транспортных средств для реализации желаемого сокращения не только времени хода, но и времени доставки.

При решении задач на условный экстремум используется метод неопределенных коэффициентов Лагранжа, состоящий в том, что вводится функция Лагранжа

$$L(\gamma, \mu) = Z(\gamma) - \mu \Delta t(\gamma),$$

и решается задача

$$L(\gamma, \mu) \rightarrow \min \quad (6)$$

при $\gamma \in \Gamma$.

Очевидно, что если γ_* доставляет минимум функции Лагранжа, то γ_* зависит от множителя Лагранжа μ , что будем отмечать записью $\gamma_*(\mu)$. Неопределенный множитель Лагранжа μ определяется из неравенства

$$\Delta t[\gamma_*(\mu)] \geq \tau.$$

Таков традиционный алгоритм решения задач на условный экстремум [3].

В силу соотношений (1) и (2) функцию Лагранжа можно записать в виде

$$L(\gamma, \mu) = \sum [Z(\Theta_{ij_i}) - \mu \Delta t(\Theta_{ij_i})], \quad (7)$$

$$\Theta_{ij_i} \in \gamma,$$

что позволяет утверждать об оптимальности любой части варианта $\gamma_*(\mu)$.

Геометрическая интерпретация $\gamma_*(\mu)$ представлена на рис. 1.

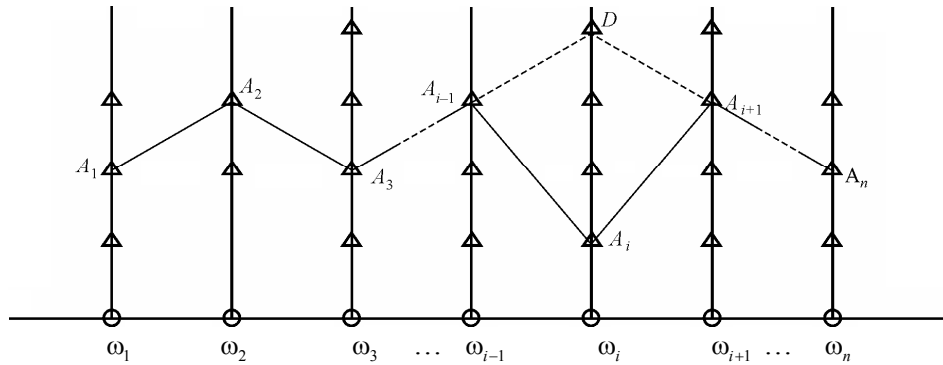


Рис. 1. Геометрическая интерпретация варианта $\gamma_*(\mu)$

Сплошной ломаной линией представлен вариант $\gamma_*(\mu)$, который доставляет минимум функции Лагранжа. Символом Δ на вертикальных линиях условно показаны мероприятия на том или ином элементе.

Ломаная линия, соответствующая варианту $\gamma_*(\mu)$, проходит через точки $A_1, A_2, A_3, \dots, A_{i-1}, A_i, A_{i+1}, \dots, A_n$ и этому варианту соответствует значение функции Лагранжа, которое обозначим через $\Delta A_1, \dots, A_{i-1}, A_i, A_{i+1}, \dots, A_n$.

Значение функции Лагранжа между A_{i-1}, A_i, A_{i+1} обозначим через $L_{A_{i-1}A_iA_{i+1}}$, а значение функции Лагранжа на $A_{i-1}DA_{i+1}$ обозначим через $L_{A_{i-1}DA_{i+1}}$, тогда утверждается, что

$$L_{A_{i-1}A_iA_{i+1}} \leq L_{A_{i-1}DA_{i+1}}.$$

Предположим, что это не так. Тогда вариант $A_1, \dots, A_{i-1}, D, A_{i+1}, \dots, A_n$ позволяет получить меньшее значение функции Лагранжа в силу (7), что противоречит оптимальности варианта $\gamma_*(\mu)$.

Из этого простейшего анализа следует, что при построении $\gamma_*(\mu)$ необходимо для каждого элемента ω_i найти такое мероприятие $\Theta_{ij(i)}^{(\mu)}$, которое минимизировало бы

$$Z(\Theta_{ij}) - \mu \Delta t(\Theta_{ij(i)}),$$

тогда вариант $\gamma_*(\mu)$ будет состоять из мероприятий

$$\Theta_{ij(i)}^{(\mu)}, \quad i = \overline{1, n}.$$

Чтобы упростить обозначения обозначим через $\Theta_i^*(\mu)$ мероприятие из перечня Θ_i , которое определяется соотношением

$$\begin{aligned} Z[\Theta_i^*(\mu)] - \mu \Delta t[\Theta_i^*(\mu)] = \\ = \min_{\Theta_{ij} \in \Theta_i} [Z(\Theta_{ij}) - \mu \Delta t(\Theta_{ij})]. \end{aligned} \quad (8)$$

Пример 1. Данный пример носит демонстрационный характер и ради обозримости множества Ω состоит из трех элементов:

- две станции (ω_1 и ω_3);
- перегон между ними ω_2 .

Мероприятия посвящены повышению скорости движения.

Исходная информация приведена в табл. 1.

Таблица 1

	l_i	$v_1 = 100$	$v_2 = 120$	$v_3 = 140$	$v_4 = 160$
ω_1	2,115	–	2030	8345	–
ω_2	19,090	–	–	9165	33065
ω_3	1,957	–	3460	9500	–

Будем считать, что время движения по элементу равно

$$t_{ij} = \frac{l_i}{v_{ij}},$$

где l_i в км, а скорость v_{ij} в км/ч.

Сформируем табл. 2, в которой отражены затраты в грн (числитель) и сокращение времени хода в с (знаменатель).

Таблица 2

ω_i / v_i	ω_1	ω_2	ω_3
100	0	—	0
120	$\frac{2030}{12,69}$	0	$\frac{3460}{11,74}$
140	$\frac{8345}{21,75}$	$\frac{9165}{81,81}$	$\frac{9500}{20,13}$
160	—	$\frac{33065}{143,18}$	—

Всего в данном примере 27 вариантов, которые представлены в табл. 3, что отражает множество Γ .

Таблица 3

ω_i / γ_i	ω_1	ω_2	ω_3	Z	Δt
γ_1	100	120	100	0	0,00
γ_2	100	120	120	3460	11,74
γ_3	100	120	140	9500	20,13
γ_4	100	140	100	9165	81,81
γ_5	100	140	120	12625	93,55
γ_6	100	140	140	18665	104,94
γ_7	100	160	100	33065	143,18
γ_8	100	160	120	36525	154,92
γ_9	100	160	140	42565	163,31
γ_{10}	120	120	100	2030	12,69
γ_{11}	120	120	120	5490	24,43
γ_{12}	120	120	140	11530	32,82
γ_{13}	120	140	100	11195	94,50
γ_{14}	120	140	120	14655	106,24
γ_{15}	120	140	140	20695	114,63
γ_{16}	120	160	100	35095	155,87
γ_{17}	120	160	120	38555	167,61
γ_{18}	120	160	140	44595	176,00
γ_{19}	140	120	100	8345	21,75
γ_{20}	140	120	120	11805	33,49
γ_{21}	140	120	140	17845	41,88
γ_{22}	140	140	100	17510	103,56
γ_{23}	140	140	120	20970	115,30
γ_{24}	140	140	140	27010	123,69
γ_{25}	140	160	100	41410	164,93
γ_{26}	140	160	120	44870	176,67
γ_{27}	140	160	140	50910	185,06

Отбрав несравнимые варианты из табл. 3, сформируем множество Γ_* , являющееся решением данного примера и его оформим в виде табл. 4, расположив варианты γ_i^* по возрастанию затрат.

Таблица 4

γ_i^*	ω_1	ω_2	ω_3	Z	Δt
γ_1	100	120	100	0	0,00
γ_{10}	120	120	100	2030	12,69
γ_{11}	120	120	120	5490	24,43
γ_4	100	140	100	9165	81,81
γ_{15}	120	140	140	20695	114,63
γ_{23}	140	140	120	20970	115,30
γ_{24}	140	140	140	27010	123,69
γ_7	100	160	100	33065	143,18
γ_8	100	160	120	36525	154,92
γ_{17}	120	160	120	38555	167,61
γ_{18}	120	160	140	44595	176,00
γ_{26}	140	160	120	44870	176,67
γ_{27}	140	160	140	50910	185,06

Для сравнения выполним определение эффективных вариантов γ_i , используя соотношение (8). Положим $Z_{ij} = Z(\Theta_{ij})$, $\Delta t_{ij} = \Delta t_{ij}(\Theta_{ij})$ и $L_{ij} = Z_{ij} - \mu \Delta t_{ij}$. Пусть минимум L_{ij} реализуется при $j = j_*$, что соответствует мероприятию Θ_{ij_*} . Так как функция Лагранжа на варианте γ_* достигает минимального значения, то вариация этого варианта на элементе ω_i (см. рис. 1) приводит к соотношению

$$Z_{ij} - \mu \Delta t_{ij} \geq Z_{ij_*} - \mu \Delta t_{ij_*}.$$

Откуда получаем

$$Z_{ij} - Z_{ij_*} \geq \mu (\Delta t_{ij} - \Delta t_{ij_*}).$$

Так как $\mu \geq 0$, то возможны два случая:

$$C1: \Delta t_{ij} \geq \Delta t_{ij_*},$$

$$C2: \Delta t_{ij} \leq \Delta t_{ij_*}.$$

При С1 имеем

$$Z_{ij} \geq Z_{ij*},$$

$$\Delta t_{ij} \geq \Delta t_{ij*}.$$

откуда следует, что проварьированный вариант не сравним с γ_* .

В случае С2 получаем

$$\Delta t_{ij} \leq \Delta t_{ij*},$$

$$Z_{ij} \geq Z_{ij*},$$

что свидетельствует о предпочтении варианта γ_* по сравнению с проварьированным, а так как вариация произвольна, то вариант $\gamma_*(\mu)$ при данном μ является эффективным.

Пусть $\widetilde{\Gamma}_*$ представляет набор несорвнимых вариантов при $\mu \geq 0$, тогда изложенное доказывает:

Лемма. Множество несорвнимых вариантов, построенных с использованием функции Лагранжа, принадлежит множеству Γ_* – решению задачи векторной оптимизации, т. е. имеет место

$$\widetilde{\Gamma}_* \subseteq \Gamma_*.$$

Заметим, что при решении задачи (4)–(5) на условный экстремум традиционно задается величина τ . Мы же предлагаем задать множитель Лагранжа μ и перебирать по μ из области $\mu \geq 0$. И тем самым получать $\tau(\mu) = \Delta t_{ij*}$, где j_* зависит от μ .

Казалось бы, что возникает проблема выбора шага по μ и до какого значения μ необходимо перебирать.

Однако эту трудность можно обойти, если учесть, что $L_{ij} = Z_{ij} - \mu \Delta t_{ij}$ является линейной функцией по μ . Для пояснения данного приема выполним рассмотрение L_{ij} для элемента ω_1 , из примера 1.

Так как для данного элемента имеют место только три мероприятия, то при скорости $v = 100$ км/ч функция Лагранжа $L_{1,100} \equiv 0$, при скорости $v = 120$ км/ч получаем $L_{1,120} \equiv 2030 - 12,69\mu$, а для $v = 140$ км/ч имеем $L_{1,140} \equiv 8345 - 21,75\mu$.

На рис. 2 эти зависимости представлены в виде соответствующих прямых.

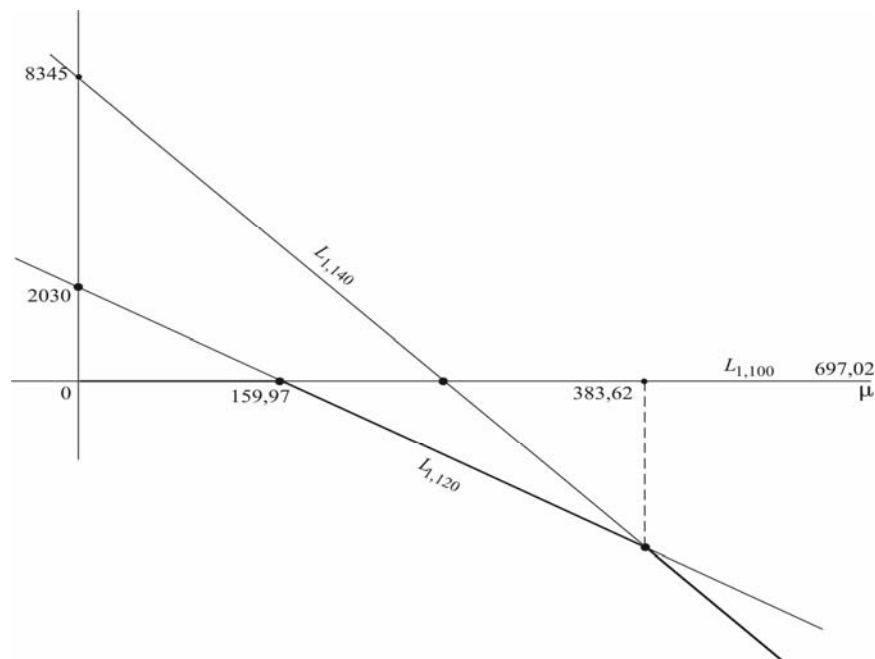


Рис. 2. Геометрический метод определения зависимости от μ

Жирной линией на рис. 2 указана зависимость функции Лагранжа от множества μ для элемента ω_1 .

Так как $L_1(\mu)$ должна быть меньше или равна L_{ij} , то получаем, что при $0 \leq \mu \leq 159,97$ должно выбираться мероприятие, обеспечи-

вающее движение по элементу ω_1 со скоростью 100 км/ч.

Когда же $159,97 < \mu \leq 697,02$, то скорость движения поездов по элементу ω_1 должна быть 120 км/ч и при $\mu > 697,02$ скорость должна быть равной 140 км/ч.

Аналитическая запись данного рассмотрения представляет собой

$$v(\omega_1, \mu) = \begin{cases} 100, & 0 \leq \mu \leq 159,97, \\ 120, & 159,97 < \mu \leq 697,02, \\ 140, & 697,02 < \mu. \end{cases}$$

Аналогичные рассмотрения для ω_2 и ω_3 приводят к зависимостям:

$$v(\omega_2, \mu) = \begin{cases} 120, & 0 \leq \mu \leq 112,03, \\ 140, & 112,03 < \mu \leq 389,44, \\ 160, & 389,44 < \mu. \end{cases}$$

$$v(\omega_3, \mu) = \begin{cases} 100, & 0 \leq \mu \leq 294,72, \\ 120, & 294,72 < \mu \leq 719,90, \\ 140, & 719,90 < \mu. \end{cases}$$

Данные зависимости позволяют строить несравнимые варианты по формуле

$$\gamma_*(\mu) = \{ [v(\omega_1, \mu), v(\omega_2, \mu), v(\omega_3, \mu)] : 0 \leq \mu \}$$

или в общем виде, когда элементов n штук

$$\gamma_*(\mu) = \{ v(\omega_i, \mu) : i = \overline{1, n} \mu \geq 0 \}.$$

Используя аналитические представления $v(\omega_i, \mu)$, определяем $\gamma_*(\mu)$ и соответствующие значения затрат средств $Z(\mu)$ и время сокращения движения поезда $\Delta t(\mu)$, что и оформим в виде табл. 5.

Как следует из табл. 5, множество несравнимых вариантов, построенных с использованием функции Лагранжа, представляет собой

$$\widetilde{\Gamma}_* = \{ \gamma_1, \gamma_4, \gamma_{13}, \gamma_{14}, \gamma_{17}, \gamma_{26}, \gamma_{27} \},$$

а точное решение, как следует из табл. 4, равно

$$\widetilde{\Gamma}_* = \{ \gamma_1, \gamma_{10}, \gamma_{11}, \gamma_4, \gamma_{13}, \gamma_{14}, \gamma_{15}, \gamma_{17}, \gamma_{23}, \gamma_{24}, \gamma_7, \gamma_8, \gamma_{17}, \gamma_{18}, \gamma_{26}, \gamma_{27} \}.$$

Таблица 5

μ	$\gamma_*(\mu)$	$v(\omega_1, \mu)$	$v(\omega_2, \mu)$	$v(\omega_3, \mu)$	$Z(\mu)$	$\Delta t(\mu)$
$0 \leq \mu \leq 112,03$	γ_1	100	120	100	0	0
$112,03 \leq \mu \leq 159,9$	γ_4	100	140	100	9165	81,81
$159,9 \leq \mu \leq 294,72$	γ_{13}	120	140	100	11195	94,50
$294,72 \leq \mu \leq 389,44$	γ_{14}	120	140	120	14655	106,24
$389,44 \leq \mu \leq 697,02$	γ_{17}	120	160	120	38555	167,00
$697,02 \leq \mu \leq 719,9$	γ_{26}	140	160	120	44870	176,67
$719,9 < \mu$	γ_{27}	140	160	140	50910	185,06

Эти множества удовлетворяют соотношению

$$\widetilde{\Gamma}_* \subseteq \Gamma_*,$$

что и должно быть в силу доказанной леммы.

Используя функцию Лагранжа удалось найти семь несравнимых вариантов из 15, соответствующих множеству Γ_* .

Естественно возникает вопрос, почему множество $\widetilde{\Gamma}_* \subset \Gamma_*$ не содержит остальные варианты из Γ_* и существенна ли потеря информации о множестве Γ_* .

Некоторое представление об ответах на поставленный вопрос дает геометрическое представление множеств $\widetilde{\Gamma}_*$ и Γ_* в пространстве функционалов $Z(\gamma)$ и $\Delta t(\gamma)$ (рис. 3).

Как следует из рис. 3, множество $\widetilde{\Gamma}_*$ является выпуклой комбинацией точек из множества Γ_* . Этот факт замечен и при других численных расчетах. Однако в общем случае данный факт требует отдельного рассмотрения и выходит за рамки данной работы.

Тем не менее, множество $\widetilde{\Gamma}_*$ содержит информацию о множестве Γ_* , что в большинстве случаев для инженерных расчетов бывает достаточно. Другими словами угловые точки из $\widetilde{\Gamma}_*$ дают точную оценку затрат средств, а для остальных вариантов имеем оценку снизу для Z .

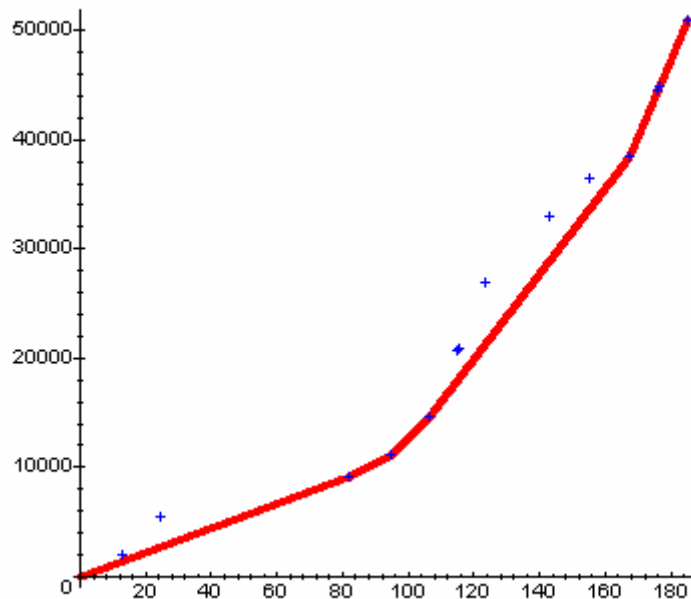


Рис. 3. + – точки из множеств Γ_* ; сплошная линия, проведена через точки из $\widetilde{\Gamma}_*$

Приведем алгоритм решения задачи векторной оптимизации с использованием функции Лагранжа.

n1. Для каждого элемента $\omega \in \Omega$ строим зависимости $\Theta(\omega, \mu)$, представляющие собой кусочно-постоянные функции, которые формально представимы в виде

$$\Theta(\omega, \mu) = \arg \min \{ Z[\Theta(\omega)] - \mu \Delta t[\Theta(\omega)] \}.$$

n2. Объединяем и упорядочиваем точки разрыва $\Theta(\omega, \mu)$ по $\omega \in \Omega$, число точек из этого объединения и представляет число вариантов множества $\widetilde{\Gamma}_*$.

n3. Строим варианты $\gamma_*(\mu)$ по формуле

$$\gamma_*(\mu) = \{ \Theta(\omega, \mu) : \omega \in \Omega \}.$$

n4. Строим зависимость $\Delta t = f(Z)$, используя ее параметрическое представление

$$\begin{cases} \Delta t = \Delta t[\gamma_*(\mu)], \\ Z = Z[\gamma_*(\mu)], \quad \mu \geq 0, \end{cases}$$

где $\Delta t(\gamma)$ и $Z(\gamma)$ вычисляются по формулам (1), (2). В заключение отметим, что время движения по элементу ω_i вычислялось по формуле

$$t_{ij} = \frac{l_i}{v_{ij}},$$

что является определенным приближением и должно быть учтено выполнением тяговых расчетов с учетом свойств подвижного состава и реконструкции пути.

Так как данная работа посвящена методике решения задачи сокращения времени хода, то сделанное допущение приемлемо, а для реальных расчетов необходимо приведенный алгоритм пополнить элементом тяговых расчетов для подготовки исходной информации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Левицкий И. Е. Стимулирование железных дорог за выполнение сроков доставки / И. Е. Левицкий, А. А. Босов, Н. Л. Цегельник // Залізн. трансп. України. – 2003. – № 3. – С. 37–43.
2. Босов А. А. О паритете оптимальных решений задач векторной оптимизации / А. А. Босов, В. В. Скалозуб // Диференціальні рівняння та їх застосування: Зб. наук. праць ДДУ. – Д.: ДДУ, 1998. – С. 66–70.
3. Васильев Ф. П. Численные методы решения экстремальных задач. – М.: Наука, 1980. – 518 с.

Поступила в редколлегию 18.06.04.

Г. Н. КИРПА (Министерство транспорта и связи Украины),
А. А. БОСОВ, И. П. КОРЖЕНЕВИЧ (ДИИТ)

О ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ СЕТИ НА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГАХ УКРАИНЫ

У статті розглянута математична модель мережі високошвидкісних залізниць України і запропонований метод формування раціональних варіантів.

В статье рассмотрена математическая модель сети высокоскоростных железных дорог Украины и предложен метод формирования рациональных вариантов.

The article considers a mathematical model of high-speed rail network of in Ukraine and proposes a method of developing the rational options.

Инновационный путь развития экономики не имеет альтернативы – данное утверждение необходимо принимать как аксиому. Для того, чтобы этот путь мог реализоваться с необходимостью, тройка производство – наука – образование должна стать системой со свойством саморазвития.

В хозяйстве Украины можно выделить несколько отраслей инновационного развития: металлургия, транспорт, сельское хозяйство и т. д.

Сегодня в Европе транспорт является одной из основных отраслей экономики. При этом транспорт приводит к издержкам в обществе, вызванным авариями, загрязнением воздуха, парниковым эффектом, перегруженностью, шумом и другими факторами. По оценкам экспертов эти издержки составляют почти 10 % внутреннего валового продукта европейских стран. Автомобильный транспорт приводит к 92 % этих издержек, а железнодорожный – к 2 %.

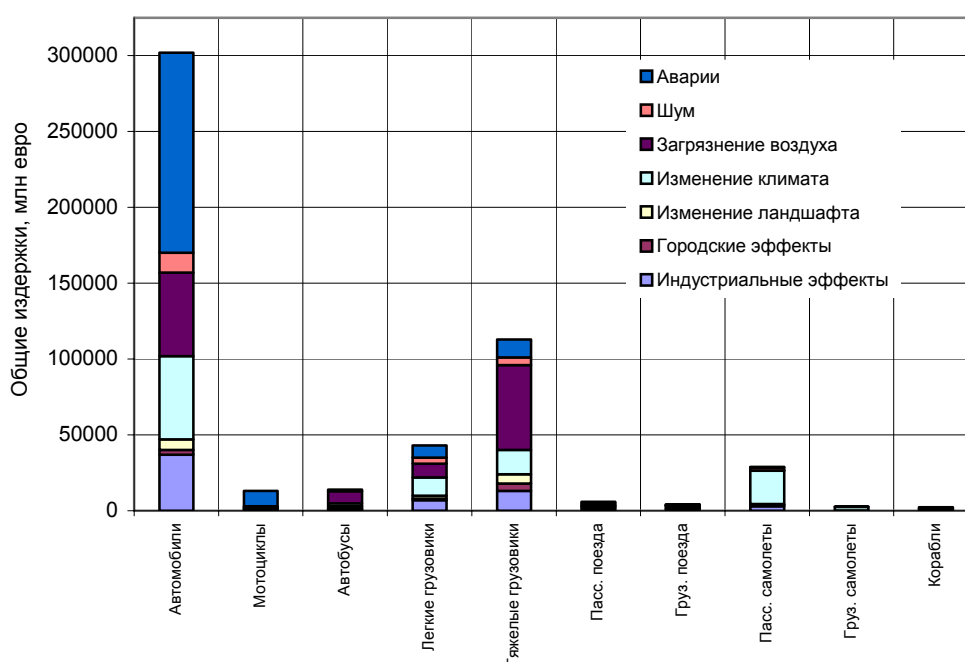


Рис. 1. Издержки в обществе, вызываемые работой транспорта

Таким образом, проблема развития мобильности населения в XXI веке может быть решена только развитием железнодорожного транспорта. Железнодорожный транспорт в Украине является преобладающим видом по перевозке

грузов и пассажиров и в настоящее время как никогда требует нововведений, чтобы привести его в соответствие с мировыми стандартами. Основным показателем, по которому имеется отставание железнодорожного транспорта

Украины от европейских стран, является скорость. В то же время, как показал мировой опыт, именно скорость делает железнодорожный транспорт победителем в конкурентной борьбе с авто- и авиаперевозками.

Остановимся на проблеме высокоскоростного движения поездов в Украине, т. е. на движении пассажирских поездов с максимальной скоростью более 200 км/ч.

Введение высокоскоростного движения преследует следующие цели:

- снижение экологической нагрузки от транспорта на окружающую среду;
- повышение мобильности населения Украины;
- улучшение транспортных связей между регионами Украины;
- интеграция в сеть железных дорог Европы;
- создание конкурентной среды на рынке транспортных услуг;
- стимулирование научно-технического прогресса на отечественных предприятиях по созданию образцов техники мирового уровня.

Перечисленные цели определяют множество задач, из которых выделим основную задачу – определение рациональной сети линий высокоскоростного движения пассажирских поездов в Украине.

Основными показателями рациональной сети примем:

- затраты средств на создание сети;
- время доставки пассажиров.

Математическая постановка задачи

В качестве математической модели сети линий принимаем неориентированный граф с вершинами, соответствующими городам, которые будут охвачены высокоскоростным пассажирским движением поездов, и ребрами графа, соответствующим линиям сети.

Если мы желаем охватить высокоскоростным движением N городов, то перечень ребер E будет соответствовать той или иной сети линий железных дорог.

Затраты на строительство сети можно вычислить по формуле

$$Z(E) = \sum_{e \in E} C(e),$$

а время пребывания пассажиров в пути представить в виде

$$T(E) = \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \frac{P_{ij} R_{ij}(E)}{v_{ij}},$$

где $C(e)$ – затраты на строительство линии, соответствующей ребру графа e ; $R_{ij}(E)$ – кратчайшее расстояние между городами i и j на сети, соответствующей набору ребер E ; P_{ij} – пассажиропоток между городами i и j ; v_{ij} – маршрутная скорость между городами i и j .

Желание сделать как можно меньшими затраты средств и времени приводит к задаче

$$\left(\frac{Z(E)}{T(E)} \right) \rightarrow \min, \quad (1)$$

представляющей собой задачу векторной оптимизации, отягощенную тем, что функции $Z(E)$ и $T(E)$ представляют собой функции множества $E \subseteq \bar{E}$, где $\bar{E}$ – набор ребер, соответствующий полному графу.

Отметим, что будем понимать под решением задачи (1).

Определение 1. Сеть E_* будем называть эффективной, если любая ее вариация приводит к увеличению Z или T .

Определение 2. Под решением задачи (1) будем понимать множество E_* , элементами которого являются эффективные сети E_* .

Для решения задачи (1) пришлось разработать специальный математический аппарат, суть которого заключается в том, что введено обобщенное понятие вариации множества, позволившее предложить конструкцию производной функции множества и на ее основе получать необходимые условия экстремума функции множества. Очевидно, что, введя функции множества:

$$F_1(E) = \sum_{e \in E} l(e);$$

$$F_2(E) = \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N P_{ij} R_{ij}(E),$$

мы, с одной стороны, значительно сокращаем информационное обеспечение задачи (1); с другой стороны, имеет место соотношение

$$Z(E) \leq C F_1(E);$$

$$T(E) \leq \frac{1}{v} F_2(E),$$

где C – максимальная стоимость единицы длины пути; v – минимальная маршрутная скорость.

Тогда вместо задачи (1) можно рассматривать следующую задачу:

$$\begin{pmatrix} F_1(E) \\ F_2(E) \end{pmatrix} \rightarrow \min \quad (2)$$

при $E \subseteq \bar{E}$.

Ключевым моментом решения задачи (2) является:

Теорема. Если множество E_* доставляет минимум функции $F(E)$, то с необходимостью имеет место

$$\text{sign}\left(\overline{D}\Big|_{\{B_n\}} F(E_*)\right) = \text{sign}\left(\underline{D}\Big|_{\{B_n\}} F(E_*)\right) \leq 0,$$

а в случае, когда

$$\left(\overline{D}\Big|_{\{B_n\}} F(E_*)\right) = \left(\underline{D}\Big|_{\{B_n\}} F(E_*)\right),$$

внутренняя производная по мере $\mu(\cdot)$

$$\frac{dF(E_*)}{d\mu}\Big|_{\{B_n\}} \leq 0, \quad (3)$$

где $\{B_n\}$ – последовательность множеств, сходящихся к внутренней точке множества E_* ; $\overline{D}\Big|_{\{B_n\}} F(E_*)$, $\underline{D}\Big|_{\{B_n\}} F(E_*)$ – верхние и нижние производные числа на последовательности $\{B_n\}$.

Взяв $N=18$ городов Украины, получим 138 эффективных вариантов сети линий высокоскоростного движения пассажирских поездов.

Обобщенная характеристика данных вариантов представлена на рис. 2.

Пас.-км= $F(L)$

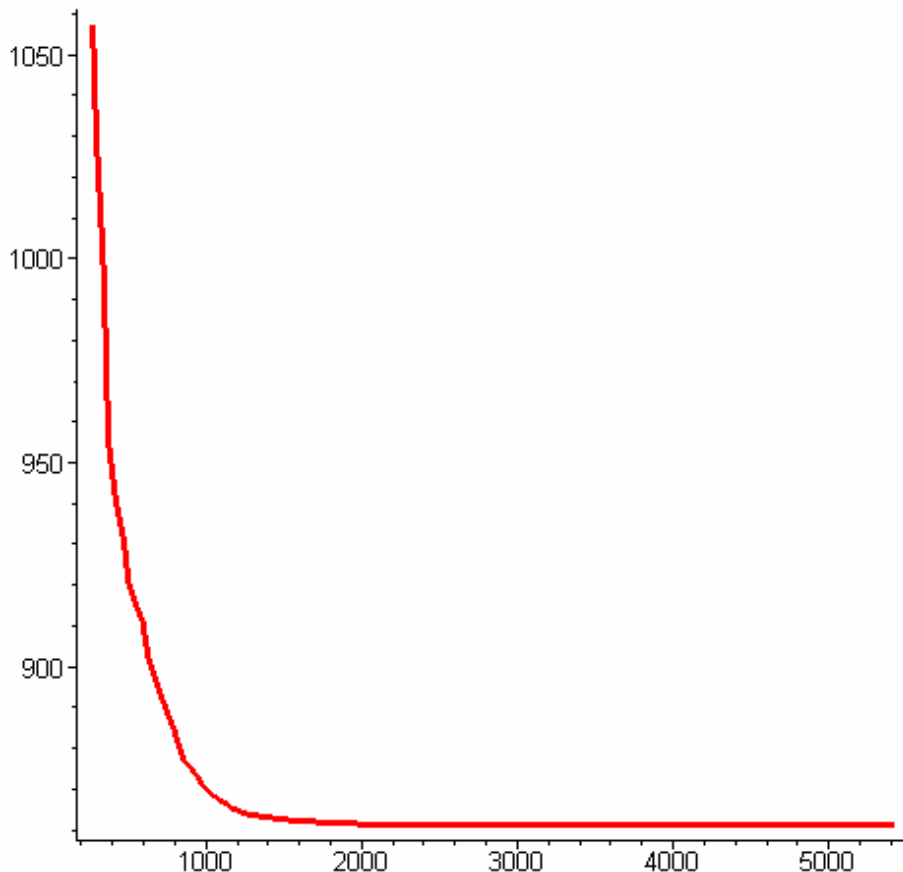


Рис. 2. Зависимость F_2 от F_1

На рис. 3 приведен самый короткий вариант сети ($L = 2385,5$ км).

Приведем несколько примеров эффективных сетей для 18 городов Украины.

На рис. 4 дан вариант с длиной $L = 2431$ км, а на рис. 5 – возможно рациональный с длиной путей $L = 2788,5$ км.

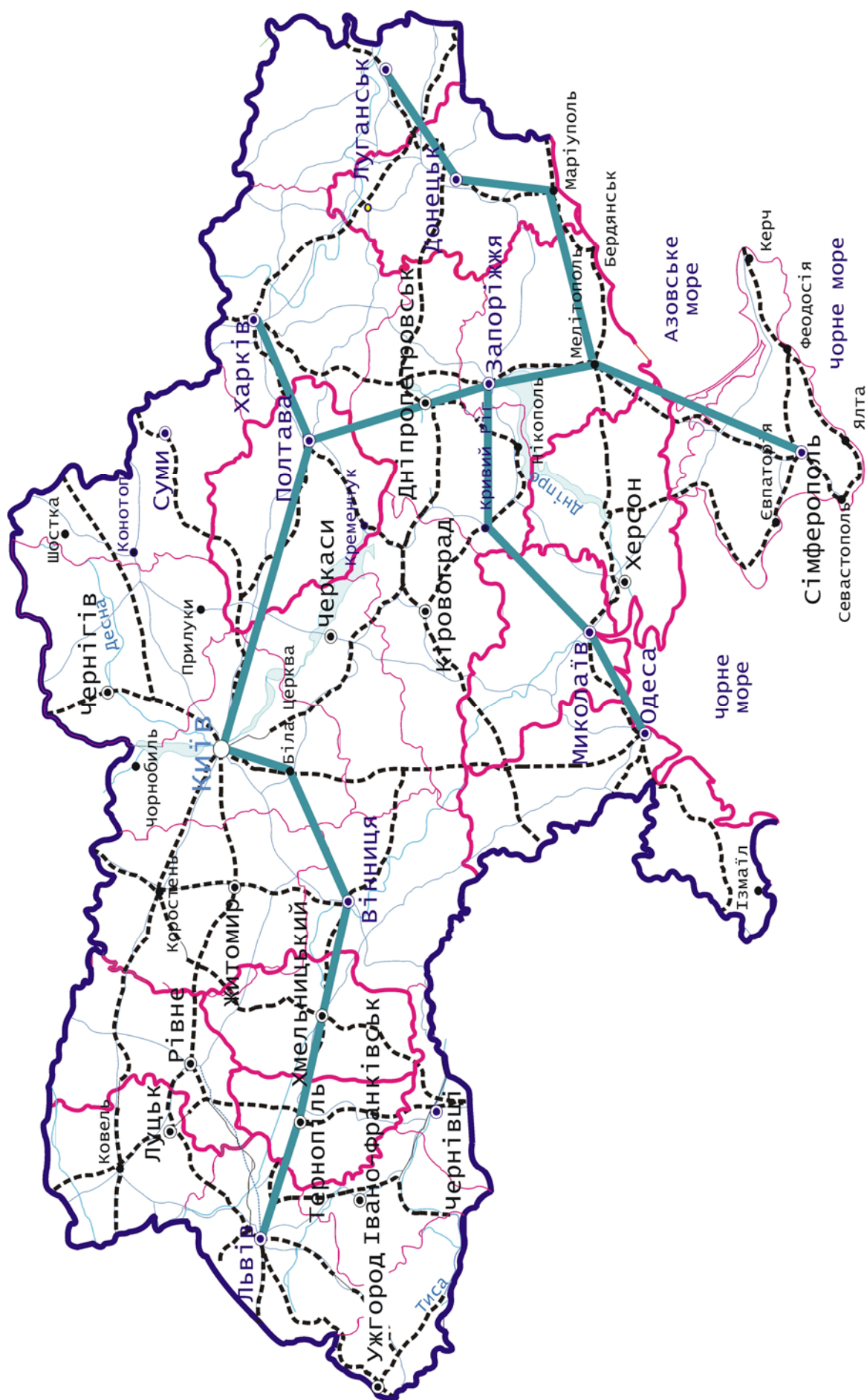


Рис. 3 Схема 1. $L=2\,385,5$ км

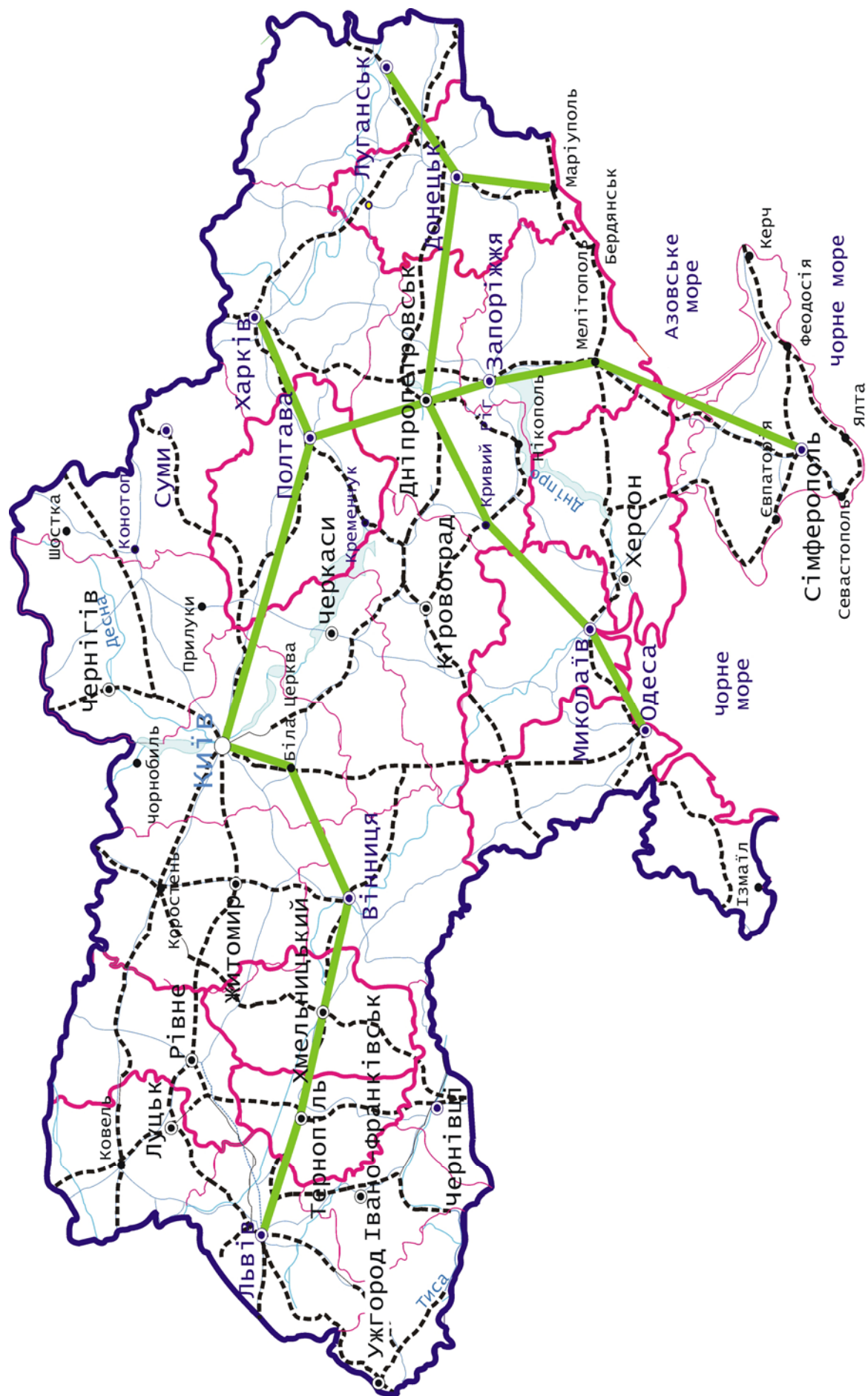


Рис. 4. Схема 3. $L=2\,431,0$ км

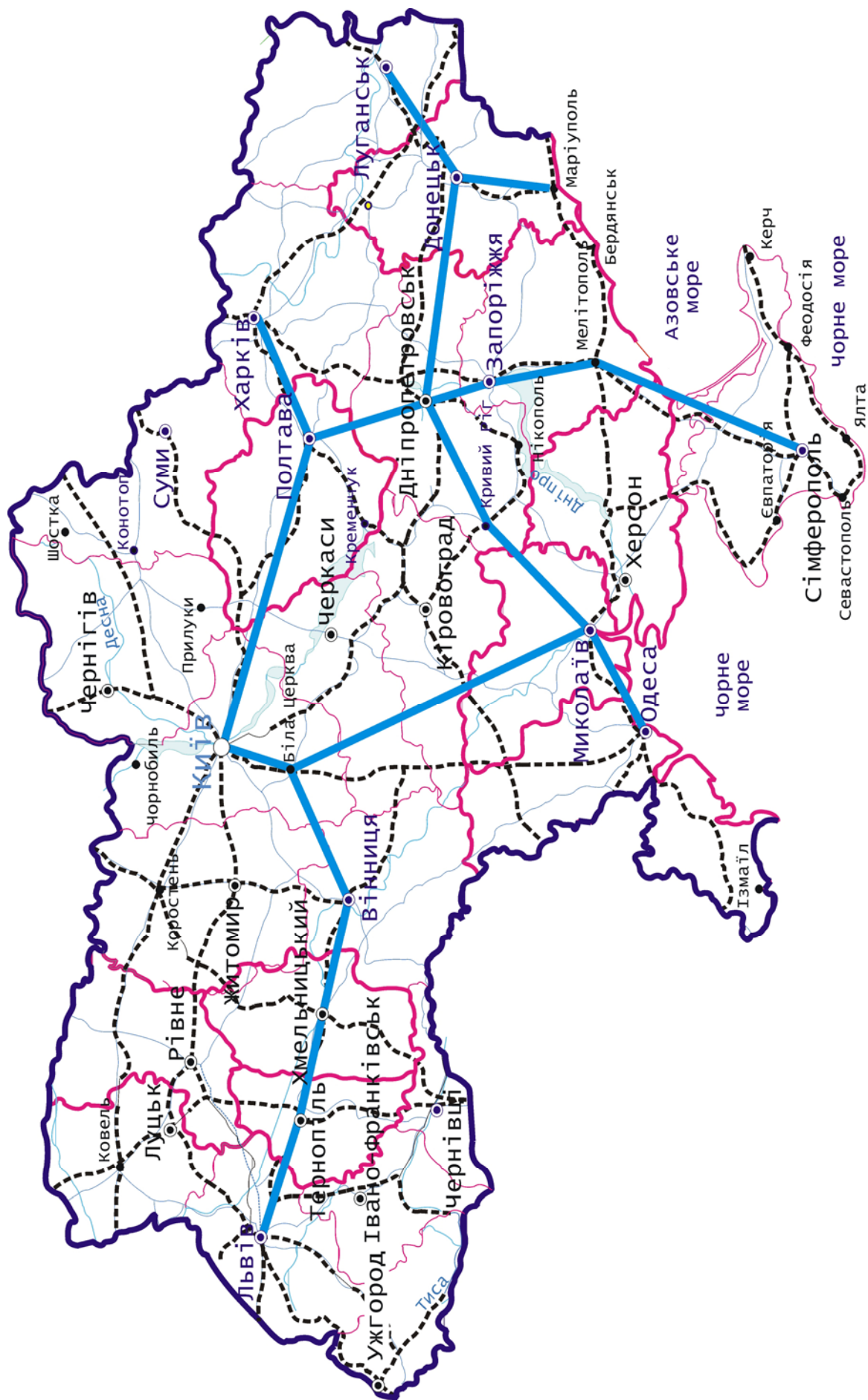


Рис. 5. Схема 4. $L=2788,5$ км

Заметим, что приведенные варианты в какой-то мере приемлемые из 138 эффективных. Для окончательного выбора необходимо более детальное проектное рассмотрение, но одно ясно, что дальнейший выбор будет осуществляться только из 138 вариантов.

Окончательный выбор сети будет определяться сформулированными целями. Прежде всего должна быть учтена ситуация на рынке транспортных услуг и возможное финансовое обеспечение. Данные факторы будут учитываться при разработке последовательности создания сети.

Важными элементами определения рациональной сети высокоскоростного движения являются ширина колеи, подвижной состав и другие параметры, которые в данной работе не рассматривались.

В настоящее время разработано программное обеспечение решения этой задачи, информационное обеспечение которой возможно только после проектных исследований.

Поступила в редколлегию 09. 05.04.

СТРУКТУРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, КОГДА ЧИСЛО ОПЫТОВ МЕНЬШЕ, ЧЕМ ЧИСЛО ПОКАЗАТЕЛЕЙ

На підставі методу ε -ортогоналізації наведена методика побудови математичних моделей з мінімальною похибкою за дослідними даними, коли кількість показників перевищує кількість досвідів.

На основании метода ε -ортогонализации предложена методика построения математических моделей с минимальной погрешностью по опытным данным, когда число показателей превышает число опытов.

On the basis of the method of ε -orthogonalization, a technique of constructing mathematical models with a minimum error has been proposed under the test data, when the number of indices exceeds the number of tests.

Деятельность железных дорог Украины и Укрзалізниці в целом описывается очень большим числом показателей: грузооборот, пассажирооборот, количество груженых вагонов, количество разгруженных вагонов, продуктивность локомотива, оборот груженого вагона, простой груженого вагона на одной технической станции, простой вагона под одной грузовой операцией, участковая скорость, объем отправленных грузов, количество отправленных пассажиров, средняя численность работников на перевозках, потребная доля электротяги в грузообороте и многие другие. При описании деятельности дорог с помощью математических моделей возникает множество вопросов: какие же из этих показателей можно использовать для описания грузовой или же пассажирской деятельности дорог? А какие для описания деятельности дороги в целом? Какие из них наиболее существенные для построения модели? Какие параметры более точно позволяют описать работу и в дальнейшем помогут производить прогноз на последующие года?

Если рассматривать данные переменные как простые количественные показатели, не учитывая ту смысловую информацию, какую они несут, возникает задача исследования влияния одних переменных на другие. Даже тогда, когда не очевидна связь между переменными, мы можем стремиться к тому, чтобы выявить ее с помощью математического моделирования.

Один из методов выбора математической модели с заданным набором переменных – Метод регрессионного анализа [1]. Существенным недостатком этого метода является то, что необходимо построить все модели, а за тем среди них выбрать математическую модель, осуществляющую прогноз с минимальной погрешно-

стью. При большом количестве переменных – это очень громоздкая работа.

В случае, когда переменных больше, чем опытов, возникает вопрос выбора набора переменных, которые можно взять в качестве независимых. В методе наименьших квадратов [1; 2] количество опытов больше числа переменных, однако, очень часто возникает ситуация, когда переменных больше, чем опытов. Так как не удалось найти в литературе рассмотренной ситуации, то настоящая работа посвящается ее рассмотрению.

ε -ортогональность и ее применение в задачах математического моделирования

Традиционно при построении математических моделей линейных по параметрам, то есть при раскрытии зависимости вида

$$y = \sum_{i=1}^k \beta_i \phi_i(x),$$

где β_i – параметры модели; $\phi_i(x)$ – заданные функции; x – вектор размерности n .

Существенно используется понятие ортогональности векторов, так, например, в методе наименьших квадратов [2] рассматривается задача минимизации функции

$$S^2(\beta) = \sum_{j=1}^N \left[y_j - \sum_{i=1}^k \beta_i \phi_i(x_j) \right]^2,$$

где y_j – значения отклика в j -ом эксперименте; x_j – вектор предикторных переменных в j -ом эксперименте.

Необходимые и достаточные условия минимума функции S^2 представляют собой

В матричной форме имеем

$$(\tilde{I} + \tilde{E})x = b, \quad (1)$$

где

$$\tilde{I} = \left(\begin{array}{ccc|c} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{array} \right);$$

$$\tilde{E} = \left(\begin{array}{ccc|c} 0 & \varepsilon_{12} & \varepsilon_{13} & \varepsilon_{1m} \\ \varepsilon_{21} & 0 & \varepsilon_{23} & \varepsilon_{2m} \\ \varepsilon_{m1} & \varepsilon_{m2} & \varepsilon_{m3} & 0 \end{array} \right).$$

В силу определения скалярного произведения матрица $\tilde{E}$ является симметричной, и ее элементы удовлетворяют условию $|\varepsilon_{ij}| \leq \varepsilon$, при $i \neq j$.

Решение системы (1) формально имеет вид

$$x = \sum_{k=0}^{\infty} (-1)^k \tilde{E}^k b. \quad (2)$$

Естественно возникает вопрос о сходимости ряда (2). Прежде, чем рассмотрим этот вопрос в общем виде, исследуем частный случай, когда число базисных векторов равно 2, то есть в качестве X выступает плоскость. Матрица $\tilde{E}$ будет следующей:

$$\tilde{E} = \begin{pmatrix} 0 & \varepsilon_{12} \\ \varepsilon_{21} & 0 \end{pmatrix}$$

и так как $\varepsilon_{12} = \varepsilon_{21}$, то имеет место

$$\tilde{E} = \varepsilon_{12} \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{pmatrix}.$$

Квадрат матрицы $\tilde{E}$ будет равен

$$\tilde{E}^2 = \varepsilon_{12}^2 \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix},$$

а для куба получаем

$$\tilde{E}^3 = \varepsilon_{12}^3 \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{pmatrix}.$$

Тогда

$$x = \frac{1}{1 + \varepsilon_{12}} \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{pmatrix} b,$$

откуда следует, что если $\varepsilon_{12} \neq -1$, то это условие является необходимым и достаточным,

чтобы разложение вектора x по базису e_1, e_2 было единственным.

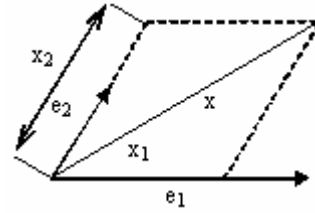


Рис. 1

Геометрическая интерпретация данной ситуации представляет собой разложение вектора x в косоугольной системе координат (рис. 1). И если угол между векторами e_1 и e_2 незначительно отличается от прямого, т. е. $|\varepsilon_{12}| \ll 1$, то в качестве координат можно взять

$$x_1 \approx b_1 - \varepsilon_{12} b_2;$$

$$x_2 \approx b_2 - \varepsilon_{12} b_1.$$

Точность этого представления будет иметь порядок $O(\varepsilon_{12}^2)$.

В общем случае можно утверждать, что если

$$\det(\tilde{I} + \tilde{E}) \neq 0,$$

то разложение вектора x по ε -базису $\{e_i\}$ единственно, а при

$$\varepsilon = \max_{\substack{i,j \\ i \neq j}} |\varepsilon_{ij}| \ll 1$$

в качестве приближенного значения получаем

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_m \end{pmatrix} \cong \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_m \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} 0 & \varepsilon_{12} & \varepsilon_{13} & \varepsilon_{1m} \\ \varepsilon_{21} & 0 & \varepsilon_{23} & \varepsilon_{2m} \\ \varepsilon_{m1} & \varepsilon_{m2} & \varepsilon_{m3} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_m \end{pmatrix}. \quad (3)$$

Для оценки погрешности данного приближения воспользуемся следующей леммой.

Лемма. Если $\varepsilon m < 1$, то ряд (2) сходится и погрешность разложения (3) равна $O[(\varepsilon m)^2]$.

Доказательство. Для доказательства этой леммы рассмотрим матрицу

$$\tilde{E} = \begin{pmatrix} 0 & \varepsilon_{12} & \varepsilon_{13} & \varepsilon_{1m} \\ \varepsilon_{21} & 0 & \varepsilon_{23} & \varepsilon_{2m} \\ \varepsilon_{m1} & \varepsilon_{m2} & \varepsilon_{m3} & 0 \end{pmatrix}.$$

Порядок элементов матрицы $\tilde{E}^k$ найдем, используя порядок элементов матрицы $\tilde{E}^k$, где

$$\tilde{E} = \left(\begin{array}{ccc|c} 0 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 1 \\ \hline 1 & 1 & 1 & 0 \end{array} \right).$$

Используя метод математической индукции, получаем

$$\tilde{E}^2 = \left(\begin{array}{cc|c} m-1 & m-2 & m-2 \\ m-2 & m-1 & m-2 \\ \hline m-2 & m-2 & m-1 \end{array} \right)$$

и

$$\tilde{E}^3 = \left(\begin{array}{cc|c} (m-1)(m-2) & (m-1)+(m-2)^2 & (m-1)+(m-2)^2 \\ (m-1)+(m-2)^2 & (m-1)(m-2) & (m-1)+(m-2)^2 \\ \hline (m-1)+(m-2)^2 & (m-1)+(m-2)^2 & (m-1)(m-2) \end{array} \right)$$

и т. д. то есть элементы матрицы $\tilde{E}^k$ будут иметь порядок $O(m^{k-1})$.

Следовательно, элементы матрицы $\tilde{E}^k$ будут иметь порядок $O(\varepsilon^k m^{k-1})$, потому что $\tilde{E}_{ij}^k \leq \varepsilon^k \tilde{E}_{ij}^k \leq \varepsilon^k m^{k-1}$, а с учетом условия леммы ($\varepsilon m < 1$) получаем, что ряд (2) сходится, но т. к. он является знакоперевающимся, то условие $\varepsilon m < 1$ является не только необходимым, но и достаточным [3].

Пусть $X = \{x_1, x_2, \dots, x_m\}$ – набор векторов;

$$x_k \in E_N, \quad k = \overline{1, m}; \quad Y = \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \dots \\ y_N \end{pmatrix} \text{ – значения откли-}$$

ков; $Y \subset E_N$; N – размерность каждого вектора (число опытов); ε – наперед заданное положительное число.

Определение 3. Множество $M \subset X$ назовем ε -базисом если выполняются следующие два условия:

$$1. \quad \forall x_i, x_j \in M, i \neq j$$

$$\left| \langle x_i, x_j \rangle \right| \leq \varepsilon;$$

$$2. \quad (\forall x_k \in X/M) \exists x_v \in M$$

$$\left| \langle x_k, x_v \rangle \right| > \varepsilon. \quad (4)$$

Модель с минимальной погрешностью

Рассмотрим модель вида:

$$y = a_0 x_0 + a_1 x_1 + \dots + a_m x_m, \quad (5)$$

где $a_i, i = \overline{0, m}$ определяются по методу наименьших квадратов.

Положим

$$\varepsilon_0 = \max_{1 \leq k \leq N} \left| y_k - \sum_{i=1}^m a_i x_{ik} \right|. \quad (6)$$

Пусть $\Omega = \{x_1, x_2, \dots, x_m\}$, а $V \subseteq \Omega$, тогда модель типа (5) по показателям $x \in \Omega/V$ будет равна

$$y(\Omega/V) = \sum_{x_i \in \Omega/V} a_i x_i$$

погрешность этой модели будет определяться

$$\varepsilon(V) = \max_{1 \leq k \leq N} \left| y_k - \sum_{i \in \Omega/V} a_i x_{ik} \right|.$$

Очевидно, что

$$\varepsilon(V) = \max_{1 \leq k \leq N} \left| y_k - \sum_{i=0}^m a_i x_{ik} + \sum_{i \in V} a_i x_{ik} \right| \leq \varepsilon_0 + \max_{1 \leq k \leq N} \left| \sum_{i \in V} a_i x_{ik} \right|.$$

Положим, $\tilde{\varepsilon} = \max_{1 \leq k \leq N} \left| \sum_{i \in V} a_i x_{ik} \right|$ представляет

собой оценку сверху приращения погрешности при удалении из модели (5) показателя из перечня V .

Возникает задача

$$\tilde{\varepsilon}(V) \rightarrow \min, \quad |V| \rightarrow \max, \quad V \subseteq \Omega, \quad (7)$$

где $|V|$ – число элементов во множестве V .

Решение этой задачи и позволит определить наборы предикторных переменных для построения математических моделей, с погрешностью, не превышающей заданную.

Пример. Используя среднесуточные статистические данные [4; 5] по годам за период 1991–2001 гг., построить математическую модель с погрешностью, не превышающей заданной, для описания грузовой деятельности Приднепровской железной дороги.

Решение данной задачи разложим на три этапа:

1. Применяя метод ε -ортогонализации определим наборы предикторных переменных типа $M \subset X$, удовлетворяющие условию (4), которые будут являться базисом для построения математической модели с погрешностью, не превышающей заданную.

2. Строятся математические модели для описания грузовой деятельности Приднепровской железной дороги и определяются максимальные относительные погрешности для каждой модели.

3. Используя усовершенствованный метод регрессионного анализа отбора предикторных переменных по заданной точности математической модели, определить наборы предикторных переменных для построения математических моделей, описывающих грузовую деятельность дороги с погрешностью, не превышающей заданную.

В исходной информации представлено 17 параметров (грузооборот, пассажирооборот, количество груженых вагонов, количество разгруженных вагонов, производительность локомотива, оборот груженого вагона, простой груженого вагона на одной технической станции, простой вагона под одной грузовой операцией, участковая скорость, объем отправленных грузов, количество отправленных пассажиров, средняя численность работников на перевозках, потребная доля электротяги в грузообороте и т. д.) за 11 лет, то есть количество опытов меньше, чем количество показателей.

Определяя наборы переменных, которые удовлетворяют условию (4), рассмотрим один из них:

$$M = \{x_2, x_3, x_4, x_5, x_7, x_8, x_9, x_{12}, x_{13}, x_{17}\}.$$

Построим математическую модель, описывающую грузооборот Приднепровской железной дороги (показатель x_1) по методу наименьших квадратов, исключив сначала показатель x_2 , и определим максимальную относительную погрешность для данной модели.

$$\begin{aligned} x(t) = & 7,927x_3(t) + 13,596x_4(t) + \\ & + 0,109x_5(t) + 9,461x_7(t) - 1,734x_8(t) + \\ & + 6,818x_9(t) + 0,027x_{12}(t) + 0,002x_{13}(t) - \\ & - 1,720x_{17}(t) - 547,393. \end{aligned}$$

Максимальная относительная погрешность составляет 1,81 %.

Теперь построим математические модели, выражающие показатель x_1 , через набор переменных M , исключив из него сначала показатель x_3 затем x_4 и т. д. Для каждой модели определим максимальные относительные погрешности и результат сведем в табл. 1.

Таблица 1

Исключенная переменная	Коэффициент при										Свободный член	Относительная погрешность, %
	x_2	x_3	x_4	x_5	x_7	x_8	x_9	x_{12}	x_{13}	x_{17}		
x_2	–	7,927	13,60	0,109	9,461	–1,734	6,818	0,027	–0,002	1,720	–547,390	1,81
x_3	–1,296	–	18,51	0,222	5,731	–2,172	5,100	–0,042	–0,011	0,679	–133,790	1,47
x_4	–1,256	11,250	–	0,350	12,760	–3,508	8,134	–0,107	–0,015	0,280	–60,675	1,37
x_5	–0,827	7,389	21,15	–	6,484	–1,044	6,492	0,081	0,001	2,950	–741,430	1,78
x_7	–1,335	–1,056	25,62	0,081	–	–0,709	3,475	0,024	–0,005	1,278	–285,720	2,77
x_8	–0,772	5,021	24,55	–0,030	3,411	–	8,075	0,086	0,007	3,123	–755,970	2,27
x_9	–1,287	–7,464	29,16	0,169	–2,500	–0,618	–	–0,029	–0,007	0,198	54,166	5,32
x_{12}	–1,09	6,935	14,85	0,520	8,290	–2,051	6,686	–	–0,006	1,825	–427,780	0,53
x_{13}	–0,909	7,637	16,37	0,102	8,005	–1,403	6,606	0,025	–	2,502	–588,330	1,12
x_{17}	–1,263	4,835	8,95	0,293	8,662	–2,919	6,343	–0,080	–0,145	–	–13,209	0,75

На третьем этапе полученный результат сведем в табл. 2.

Погрешность, указанная в табл. 2, представ-

ляет собой оценку сверху погрешности математической модели, построенной на основе соответствующего набора предикторных переменных.

Таблица 2

Вариант	Набор предикторных переменных	Исключенные переменные	Погрешность, %
1	$\{x_2, x_3, x_4, x_5, x_7, x_8, x_9, x_{13}, x_{17}\}$	$\{x_{12}\}$	0,53
2	$\{x_2, x_3, x_4, x_5, x_7, x_8, x_9, x_{13}\}$	$\{x_{12}, x_{17}\}$	1,28
3	$\{x_2, x_3, x_4, x_5, x_7, x_8, x_9\}$	$\{x_{12}, x_{13}, x_{17}\}$	2,40
4	$\{x_2, x_3, x_5, x_7, x_8, x_9\}$	$\{x_4, x_{12}, x_{13}, x_{17}\}$	3,77
5	$\{x_2, x_5, x_7, x_8, x_9\}$	$\{x_3, x_4, x_{12}, x_{13}, x_{17}\}$	5,24
6	$\{x_2, x_7, x_8, x_9\}$	$\{x_3, x_4, x_5, x_{12}, x_{13}, x_{17}\}$	7,02
7	$\{x_7, x_8, x_9\}$	$\{x_2, x_3, x_4, x_5, x_{12}, x_{13}, x_{17}\}$	8,83
8	$\{x_7, x_9\}$	$\{x_2, x_3, x_4, x_5, x_8, x_{12}, x_{13}, x_{17}\}$	11,10
9	$\{x_9\}$	$\{x_2, x_3, x_4, x_5, x_7, x_8, x_{12}, x_{13}, x_{17}\}$	13,87
10	$\{\}$	$\{x_2, x_3, x_4, x_5, x_7, x_8, x_9, x_{12}, x_{13}, x_{17}\}$	19,19

Итак, для того чтобы построить математическую модель с заданной погрешностью, необходимо выбрать из табл. 2 соответствующий набор предикторных переменных, у которого погрешность не превосходит заданную.

Для того, чтобы убедиться в правильности данного утверждения построим для каждого полученного набора, представленного в таблице 2, математические модели, подсчитаем погрешности. Результат сведем в табл. 3. Как видно из табл. 3 математические модели с первой по четвертую удовлетворяют погрешности, представленной в табл. 2, а уже начиная с набора 5...9, погрешности намного превышают оценку сверху из табл. 2.

Это происходит за счет того, что математические модели строятся на основе исходной информации, у которой ε -базис не является

нормированным. Для того чтобы избежать превышение оценок из табл. 2 необходимо ортонормировать исходную информацию, то есть привести к виду, чтобы удовлетворялись следующие два условия:

$$\begin{aligned} \left| \left(z_i, z_j \right) \right| &= \varepsilon_*, \quad i \neq j, \\ \left(z_i, z_j \right) &= 1, \quad i = j, \end{aligned} \quad (8)$$

где ε_* – машинная точность.

Рассмотрим тот же пример, но только для ортонормированных данных. В качестве базиса рассмотрим прежний:

$$M = \{z_2, z_3, z_4, z_5, z_7, z_8, z_9, z_{12}, z_{13}, z_{17}\}.$$

Результат сведем в табл. 4.

Таблица 3

Исключенная переменная	Коэффициент при										Свободный член	Относительная погрешность, %
	x_2	x_3	x_4	x_5	x_7	x_8	x_9	x_{12}	x_{13}	x_{17}		
1	-1,090	6,935	14,85	0,152	8,290	-2,05	6,686	—	-0,006	1,83	-427,78	0,53
2	-0,808	3,167	14,85	0,145	5,808	-2,09	5,739	—	-0,011	—	-173,04	1,21
3	-0,352	2,595	13,94	0,122	4,776	-0,91	4,968	—	—	—	-226,29	1,80
4	0,022	13,260	—	0,134	10,410	-1,64	7,938	—	—	—	-347,60	1,98
5	1,457	—	—	0,304	27,240	-5,19	17,910	—	—	—	-805,15	20,84
6	-2,637	—	—	—	19,570	-3,56	25,170	—	—	—	-589,55	29,27
7	—	—	—	—	23,690	-3,93	25,180	—	—	—	-687,97	29,06
8	—	—	—	—	-4,870	—	22,660	—	—	—	-566,20	32,02
9	—	—	—	—	—	—	27,350	—	—	—	-745,67	30,38

Таблица 4

Исключенная переменная	Коэффициент при										Свободный член	Относительная погрешность, %
	z_2	z_3	z_4	z_5	z_7	z_8	z_9	z_{12}	z_{13}	z_{17}		
z_2	—	0,029	0,015	−0,032	0,0030	0,012	−0,017	−0,003	−0,0003	−0,004	0,2883	46,16
z_3	−0,311	—	0,017	−0,035	0,0033	0,013	−0,018	−0,003	−0,0004	−0,005	0,3108	8,14
z_4	−0,311	0,032	—	−0,035	0,0033	0,013	−0,018	−0,003	−0,0004	−0,005	0,3161	3,81
z_5	−0,311	0,032	0,017	—	0,0033	0,013	−0,018	−0,003	−0,0004	−0,005	0,3158	5,57
z_7	−0,311	0,032	0,017	−0,035	—	0,013	−0,018	−0,003	−0,0004	−0,005	0,3162	1,08
z_8	−0,311	0,032	0,017	−0,035	0,0033	—	−0,018	−0,003	−0,0004	−0,005	0,3161	4,67
z_9	−0,311	0,032	0,017	−0,035	0,0033	0,013	—	−0,003	−0,0004	−0,005	0,3161	4,85
z_{12}	−0,311	0,032	0,017	−0,035	0,0033	0,013	−0,018	—	−0,0004	−0,005	0,3162	0,54
z_{13}	−0,311	0,032	0,017	−0,035	0,0033	0,013	−0,018	−0,003	—	−0,005	0,3162	0,08
z_{17}	−0,311	0,032	0,017	−0,035	0,0033	0,013	−0,018	−0,003	−0,0004	—	0,3162	1,11

Коэффициенты при показателях в построенных моделях (табл. 4) по преобразованным данным мало изменяются.

Решая задачу (7), усовершенствуем метод регрессионного анализа. Результаты сведем в табл. 5. По данным наборам предикторных переменных построим математические модели и подсчитаем для каждой модели погрешности (табл. 6). Все построенные модели (табл. 6) имеют погрешность, не превышающую погрешность для

соответствующего набора предикторных переменных, представленного в табл. 5.

На первом этапе моделирования использовалась ε -ортогональность для определения базиса, набора переменных, на основе которого должен проводиться анализ. Такой набор является не единственным (в качестве примера для исследования был представлен только один набор). Возникает вопрос: какому набору отдать предпочтение?

Таблица 5

Вариант	Набор предикторных переменных	Исключенные переменные	Погрешность, %
1	$\{z_2, z_3, z_4, z_5, z_7, z_8, z_9, z_{12}, z_{17}\}$	$\{z_{13}\}$	0,08
2	$\{z_2, z_3, z_4, z_5, z_7, z_8, z_9, z_{17}\}$	$\{z_{12}, z_{13}\}$	0,62
3	$\{z_2, z_3, z_4, z_5, z_8, z_9, z_{17}\}$	$\{z_7, z_{12}, z_{13}\}$	1,70
4	$\{z_2, z_3, z_4, z_5, z_8, z_9\}$	$\{z_7, z_{12}, z_{13}, z_{17}\}$	2,81
5	$\{z_2, z_3, z_5, z_8, z_9\}$	$\{z_4, z_7, z_{12}, z_{13}, z_{17}\}$	6,62
6	$\{z_2, z_3, z_5, z_9\}$	$\{z_4, z_7, z_8, z_{12}, z_{13}, z_{17}\}$	11,29
7	$\{z_2, z_3, z_5\}$	$\{z_4, z_7, z_8, z_9, z_{12}, z_{13}, z_{17}\}$	16,14
8	$\{z_2, z_3\}$	$\{z_4, z_5, z_7, z_8, z_9, z_{12}, z_{13}, z_{17}\}$	21,71
9	$\{z_2\}$	$\{z_3, z_4, z_5, z_7, z_8, z_9, z_{12}, z_{13}, z_{17}\}$	29,85
10	$\{\}$	$\{z_2, z_3, z_4, z_5, z_7, z_8, z_9, z_{12}, z_{13}, z_{17}\}$	76,01

Таблица 6

Исключенная переменная	Коэффициент при										Свободный член	Относительная погрешность, %
	z_2	z_3	z_4	z_5	z_7	z_8	z_9	z_{12}	z_{13}	z_{17}		
1	-0,311	0,032	0,017	-0,035	0,0033	0,013	-0,018	-0,003	—	-0,005	0,3162	0,080
2	-0,311	0,032	0,017	-0,035	0,0033	0,013	-0,018	—	—	-0,005	0,3162	0,549
3	-0,311	0,032	0,017	-0,035	—	0,013	-0,018	—	—	-0,005	0,3162	1,440
4	-0,311	0,032	0,017	-0,035	—	0,013	-0,018	—	—	—	0,3162	1,560
5	-0,311	0,032	—	-0,035	—	0,013	-0,018	—	—	—	0,3161	3,690
6	-0,311	0,032	—	-0,035	—	—	-0,018	—	—	—	0,316	6,850
7	-0,311	0,032	—	-0,035	—	—	—	—	—	—	0,3159	3,070
8	-0,31	0,032	—	—	—	—	—	—	—	—	0,3156	9,480
9	-0,310	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,3152	10,480

Проведя исследования на нескольких базисах, можно сказать, что предпочтение можно отдать тому набору, у которого сумма погрешностей для построенных моделей на втором этапе (представленных в табл. 1 и 4) минимальна.

Нашу задачу можно записать теперь так.

Исходные данные:

$$\begin{bmatrix} y_1 & x_{11} & x_{12} & x_{1m} \\ y_2 & x_{21} & x_{22} & x_{2m} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ y_N & x_{N1} & x_{N2} & x_{Nm} \end{bmatrix},$$

где N – количество опытов, m – количество показателей.

Используя $\mathcal{E}$ -ортогонализацию, определяем наборы типа $M \subset X$, удовлетворяющие условию (4). $|M| = p$ – мощность множества M .

Ортонормируем исходные данные для каждого набора и строим модели типа:

$$y^v = \sum_{\substack{i=0 \\ i \neq v}}^k c_i^v z_i,$$

где c_i^v , $i = \overline{1, k}$ определяются по методу наименьших квадратов; $v = \overline{1, p}$ – номер модели; k – количество независимых переменных.

Далее определим погрешности для каждой модели

$$\varepsilon_0^v(y^v) = \max_{1 \leq j \leq N} \left| y_j - \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq v}}^k c_i^v z_{ij} \right|, \quad v = \overline{1, p}$$

и выбираем такой базис, для которого

$$\sum_{v=1}^p \varepsilon_0^v \rightarrow \min.$$

Решаем задачу (7). Вернемся от ортонормированных данных к исходным. В этом случае модель примет вид

$$y^v = \sum_{\substack{i=0 \\ i \neq v}}^k c_i^v z_i = \sum_{i=1}^k c_i^v \sum_{j=1}^k \alpha_{ij} x_j = \sum_{j=1}^k x_j \sum_{i=1}^k c_i^v \alpha_{ij}$$

или в общем виде:

$$Y^v = C^T A X,$$

где X – набор предикторных переменных; C – вектор коэффициентов в ортонормированных моделях; A – матрица коэффициентов перехода к ортонормированным данным.

Данная методика позволяет значительно сократить количество переборов построения моделей в регрессионном анализе и тем его усовершенствовать.

Благодарность

Автор благодарит проф. А. А. Босова за помощь в постановке и решении задачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дрейпер Н. Прикладной регрессионный анализ / Н. Дрейпер, Г. Смит. – М.: Финансы и статистика. Т. 1, 1986. – 366 с.
2. Наконечний С. І. Економетрія / С. І. Наконечний, Т. О Терещенко, Т. П. Романюк. – К.: КНЕУ, 2000, – 296 с.
3. Гельфанд И. М. Лекции по линейной алгебре. – М.: Наука, 1971. – 272 с.
4. Пасечник В. І. Аналіз динаміки показників залізниць України // Залізничний транспорт України, 2002. – № 5. – С. 2–6.
5. Железнодорожный транспорт – ведущая отрасль экономики Украины: (Информ.-стат. и аналит. материалы) / Под ред. Т. Мукминовой. – К.: Транспорт України, 2003. – 32 с.

Поступила в редколлегию 11.06.2004.

С. В. МЯМЛИН, Е. А. ПИСЬМЕННЫЙ (ДИИТ),
А. И. ЯЛОВОЙ (ОАО «Днепровагонмаш»), Л. А. МАНАШКИН (США)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АМОРТИЗАТОРОВ УДАРА

У статті пропонується математичний опис взаємодії двох твердих тіл, які з'єднані податливим зв'язком. Математична модель амортизаторів удару може бути використана в більш складних математичних моделях просторових коливань рейкових екіпажів.

В статье предлагается математическое описание взаимодействия двух твердых тел, соединенных податливой связью. Математическая модель амортизаторов удара может быть использована в более сложных математических моделях пространственных колебаний рельсовых экипажей.

The article proposes mathematical description of interaction of two solid bodies, connected by an elastic tie. The proposed mathematical model of shock absorbers can be used in more complex mathematical models of spatial oscillations of railway vehicles.

Специалистами в области динамики подвижного состава уделяется особое внимание моделированию устройств, предназначенных для снижения динамических нагрузок, вызванных ударными и вибрационными воздействиями. Такие устройства обычно называются амортизаторами или гасителями колебаний. Из множества применяемых в технике устройств авторы рассматривают здесь лишь устройства, осуществляющие непосредственное поглощение энергии, т. е. авторы исключают из рассмотрения динамические гасители колебаний [1], действие которых основано не на непосредственном поглощении энергии, а на использовании дополнительных механических колебательных систем.

Гасители колебаний преобразуют кинетическую энергию движений экипажей в целом или отдельных их частей как в потенциальную энергию сжатия рабочего тела, например, жидкости в полости гасителя, деформаций корпуса и отдельных частей экипажей, так и в тепловую энергию, вследствие трения или перетекания жидкости через местные гидравлические сопротивления. При этом основная часть преобразуемой кинетической энергии рассеивается в виде тепла и потерь энергии, связанных с износом материалов.

Удлинение или укорочение гасителя колебаний может происходить пассивно, принудительно, вследствие движения частей экипажей, к которым он присоединен, а также активно, за счет накопленной потенциальной энергии. В последнем случае эти устройства автономно возвращаются в исходное состояние. Конструктивно гасители колебаний могут быть встроены в упругие устройства подвешивания или в устройства, обеспечивающие технологическое или конструктивное соединение частей экипажей, или под-

ключены отдельно параллельно им. Также они могут представлять собой отдельные части экипажа со своими собственными восстанавливающими исходное состояние устройствами.

В этой статье моделирование гасителей колебаний будет в основном рассматриваться совместно с параллельно работающими устройствами восстановления их исходного состояния. Такая интеграция удобна для синтеза математической модели экипажа в целом и для построения программы численного интегрирования дифференциальных уравнений движения рельсовых экипажей.

Наиболее широкое применение амортизаторы получили в транспортных машинах. Разнообразие этих устройств определяется их назначением. Так, устройства подвесок этих машин должны эффективно гасить колебания, вызываемые их взаимодействием с основаниями (дорога, вода, воздух). При этом не следует забывать, что деформации подвесок осуществляются не только переменными силами, но и постоянными силами тяжести. Ряд устройств должен обеспечивать поглощение энергии и защиту машины от единичных аварийных ударных нагрузок. Сюда относятся бамперы и предназначенные для смятия и защиты конструкции в целом, «жертвенные» части экипажей. В ряде случаев удары являются частью технологического процесса эксплуатации экипажей (соударения при маневрах железнодорожных вагонов, ударные процессы в железнодорожных поездах, шасси самолетов, удары в элементах подъемных и горных машин и множество других случаев). Для защиты конструкций машин и людей при таких ударах служат специальные амортизаторы ударов многократного действия. Железнодорожные вагоны и локомотивы для ослабления воздействий

продольных ударов оборудуют поглощающими аппаратами автосцепного устройства [2].

Поглощающие аппараты автосцепного устройства предназначены для амортизации ударов, возникающих при маневрах и переходных режимах движения поездов. Одновременно поглощающий аппарат является устройством, через которое передается тяговое или тормозное усилие от одной части состава к другой. Поэтому поглощающий аппарат автосцепного устройства (называемый в последующем просто поглощающим аппаратом) не только амортизатор удара, но и устройство, которое должно уравновесить достаточно большие статические и квазистатические силы в поезде. Поглощающие аппараты, участвуя во взаимодействии вагонов друг с другом, должны также эффективно гасить возникающие при переходных режимах движения колебания поезда и препятствовать образованию в нем волн ударов [3].

В отличие от поглощающих аппаратов амортизаторы подвижных хребтовых балок и подвижных рам грузовых вагонов (называемых в последующем просто амортизаторами удара) практически не передают существенные постоянные продольные силы. Они предназначены только для снижения продольных динамических нагрузок, действующих на грузы при соударениях вагонов во время маневров и в поезде при движении.

Широкое разнообразие конструкций амортизаторов ударов и гасителей колебаний, применяемых на железнодорожном транспорте, аналогичность подходов к их моделированию в других областях машиностроения, позволяет авторам сосредоточить все внимание на устройствах поглощения ударов и гашения колебаний железнодорожных транспортных машин или иначе рельсовых экипажей.

Амортизаторы ударов, гасители колебаний, поглощающие аппараты (далее будем их называть для упрощения записи амортизаторами) при работе всегда соединяют друг с другом два твердых тела. Это значит, что деформации их определяются движением этих тел, а точнее их перемещениями, скоростями и ускорениями. Математическое описание деформаций зависит от особенностей поглощения энергии и конструктивных схем [2–4].

Рассмотрим математическую модель соединения двух тел, состоящих из деформируемых элементов разной физической природы.

Общая схема соединения состоит из включенных последовательно простых или сложных безынерционных деформируемых элементов. Свойства этих элементов могут быть различными, в соединении тел может быть также зазор.

Здесь для упрощения рассматривается амортизатор с одномерной деформацией как наиболее

типичный случай, позволяющий глубже рассмотреть подходы к математическому моделированию. Математические модели амортизаторов, работа которых определяется двухмерными или трехмерными перемещениями креплений амортизаторов к соединяемым ими телам, будут рассмотрены отдельно для конкретных случаев.

Пусть x_1 и x_2 – перемещения точек присоединения амортизатора к телам 1 и 2, связанных этим амортизатором; v_1 , v_2 – скорости движения этих тел; S – сила, растягивающая или сжимающая амортизатор, направленная вдоль оси x ; $q = (x_1 - x_2)$ – относительное удлинение амортизатора, $\dot{q} = (v_1 - v_2)$ – скорость удлинения. Далее будем считать, что амортизатор состоит из n_a последовательно включенных элементов с абсолютными значениями удлинения, равными q_i .

Введем дополнительно к n_a элементам амортизатора вспомогательный элемент k с удлинением q_k , который будет имитировать деформации конструкций амортизируемых тел и креплений амортизатора, т. е.

$$q = \sum_{i=1}^{n_a} q_i \operatorname{sign} q + q_k. \quad (1)$$

Кроме того, примем во внимание, что крепление амортизатора может быть с зазором величиной δ , который будет проявляться (для определенности) при удлинении соединения тел.

Удлинение элемента k может быть определено как

$$q_k = \begin{cases} 0, & \text{если } 0 \leq q \leq \delta, \\ q - \delta - \sum_{i=1}^{n_a} a_i q_i \operatorname{sign} q, & \text{если } q > \delta, \\ q - \sum_{i=1}^{n_a} a_i q_i \operatorname{sign} q, & \text{если } q < 0 \end{cases} \quad (2)$$

в случае, если деформирование элементов происходит без остаточных деформаций и без запаздывания деформаций. В выражении (2) величина a_i – количество одинаковых элементов, обозначенных номером i .

Если же в соединении есть элементы, исходное состояние которых восстанавливается не сразу после снятия нагрузки, а спустя некоторое время («запаздывание» деформаций), или появляются остаточные деформации, может оказаться, что $\operatorname{sign} q_k \neq \operatorname{sign} q$, а это не имеет физического смысла. Образование остаточных деформаций

какого-либо элемента и проявление запаздывания деформаций приводят к увеличению зазора при растяжении и к появлению зазора при сжатии. Более общим является выражение

$$q_k = \begin{cases} 0, & \text{если } qq_k^* \leq 0, \\ q_k^*, & \text{если } qq_k^* > 0, \end{cases} \quad (3)$$

где q_k^* определено выражением (2).

Значение q определяется из решения дифференциальных уравнений движения определенной механической системы, в состав которой входят взаимодействующие тела 1 и 2, а значения q_i из решений задаваемых дифференциальных уравнений состояния элемента амортизатора с номером i . Определив q_k , вычислим деформирующую соединение силу S с помощью выражений

$$S = k_k q_k + \beta_k |q_k| \dot{q}_k \quad (4)$$

или

$$S = k_k q_k + \beta \dot{q}_k, \quad (5)$$

где k_k – жесткость элемента k , β_k – коэффициент вязкого сопротивления его деформированию. Обычно β_k – малая величина и в ряде случаев вязкой составляющей силы в выражениях (4) и (5) можно пренебречь.

В ряде случаев (например, для фрикционных амортизаторов) удастся объединить ряд элементов в один блок или элемент, для которого можно построить функциональную связь величины усилия S_ϕ , деформирующего его, с величинами его деформаций q_ϕ и скорости деформаций $\dot{q}_\phi$. Величина q_ϕ вычисляется с помощью выражений (2) и (3).

Таким образом, решая дифференциальные уравнения движения соединенных амортизатором тел и дополнительные дифференциальные уравнения состояний, находим для каждого такого соединения одно значение q и n_a значений q_i , значение q_k или значение q_ϕ , а затем с помощью соотношений (4), (5) или известной функции $S = S(q_\phi \dot{q}_\phi)$ вычисляем силу S , деформирующую все соединение.

В ряде случаев рассматриваются режимы движений соединенных амортизатором тел, в процессе которых при $|q_k| > \Delta_s^*$ возникают пластические деформации тел и креплений амортизаторов. При моделировании таких случаев в выражениях (4) и (5) следует значения q заменить $(q - \delta_s)$,

где δ_s – величина остаточных деформаций, которые вычисляются в момент, когда абсолютные значения силы S переходят через максимум и одновременно соблюдается условие $|q_k| > \Delta_s^*$ или $|S| > S_s^*$, Δ_s^* и S_s^* – координаты точки на диаграмме $q_k - |S|$, выше которой возникают пластические деформации. Обозначив через Δ_s и S_s значения удлинения и сил, соответствующих пределу упругости в случаях, когда остаточные деформации $\delta_s = 0$, пользуясь моделью Прандтля с упрочнением по Баушингеру [5], вычислим:

$$\Delta_s^* = \Delta_s + \delta_s (1 - k_{ks}/k_k)^{-1} \text{sign} S; \quad (6)$$

$$S_s^* = S_s + \Delta_s^* k_{ks} \text{sign}(S \delta_s);$$

$$\delta_s = (|S|_{\max} - S_s) (k_{ks}^{-1} - k_k^{-1}) \text{sign} q, \quad (7)$$

где k_{ks} – коэффициент жесткости элемента k в зоне упруго-пластических деформаций. В тех случаях, когда вместо формул (4) или (5) используются функция $S = S(q_\phi \dot{q}_\phi)$, ее формулы необходимо дополнить выражением

$$S = [S_s^* + k_{ks} (|q_\phi| - \Delta_s^*)] \text{sign}(q_\phi - \delta_s), \quad (8)$$

если $(|S| > S_s^*) \cap [(q_\phi - \delta_s) \dot{q}_\phi > 0]$.

Таким образом, выполнено математическое описание взаимодействия двух тел с учетом деформации самих тел и связи между ними, т. е. описана математическая модель амортизатора удара с одномерной деформацией, которая может быть использована в более полных математических моделях рельсовых экипажей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бидерман В. Л. Динамический гаситель колебаний // Теория механических колебаний. – М.: Высшая шк., 1980. – С. 123–126.
2. Коломийченко В. В. Автосцепное устройство подвижного состава / В. В. Коломийченко, Н. Г. Беспалов, Н. А. Семин. – М.: Транспорт, 1980. – 185 с.
3. Блохин Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
4. Мямлин С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.
5. Рахматулин Х. А. Прочность при интенсивных кратковременных нагрузках / Х. А. Рахматулин, Ю. А. Демьянов. – М.: ФМ, 1961. – 400 с.

Поступила в редколлегию 30.05.04.

ФУНКЦІОНАЛЬНІ БЛОКИ У СИСТЕМАХ КЕРУВАННЯ РУХОМИМ СКЛАДОМ

Пропонується компонувати апаратуру систем керування у вигляді окремих функціональних блоків, кожен з яких керує тільки одним об'єктом. Виходячи з вимог до системи керування в цілому і необхідності виконання залежностей, які зумовлені логікою її роботи, запропоновано алгоритм розробки функціональних блоків. За математичну модель функціонального блока прийнято скінченний автомат, для аналізу роботи якого в системах керування рухомих складом доцільно використовувати таблиці переходів.

Предлагается компоновать аппаратуру систем управления в виде отдельных функциональных блоков, каждый из которых управляет только одним объектом. Исходя из требований к системе управления в целом и необходимости выполнения зависимостей, которые определены логикой ее работы, предложен алгоритм разработки функциональных блоков. В качестве математической модели функционального блока принят конечный автомат, для анализа работы которого в системах управления подвижным составом целесообразно использовать таблицы переходов.

The article proposes to arrange the equipment of control systems as separate functional blocks, each of which operates only one object. Proceeding from requirements to the control system as a whole and necessity of meeting the dependences, determined by the logic of its work, the authors have suggested an algorithm of development of functional blocks. The final automatic device is accepted as a mathematical model of the functional block. For the analysis of its works within the rolling stock operation systems, it is expedient to use the tables of transitions.

В останні роки на ринку електротехнічних виробів в Україні з'явилась значна кількість різних малогабаритних швидкодіючих надійних електромагнітних реле, які задовольняють вимоги до тягових електротехнічних апаратів згідно з ДСТУ 2773-94. Це дає можливість будувати системи керування локомотивами, пасажирськими вагонами та іншим рухомих складом (РС) у вигляді окремих функціональних блоків (ФБ), які прийнятні за масою, габаритами та мають підвищенні показники з надійності. Компонівка апаратури систем керування у вигляді окремих ФБ доцільна з точки зору технологічності ремонту, зручності і швидкості діагностування. Під функціональним блоком апаратів системи керування пропонується розуміти сукупність елементів, яка виконує певну операцію керування і має закінчену конструкцію. ФБ можна охарактеризувати так:

1. Наявність певної мети.
2. Відносно невелика (у порівнянні із всією системою керування) кількість входів, виходів і компонентів.
3. Обмежена кількість виконуваних функцій.
4. Складність, яка може бути охарактеризована ступенем залежності виходів блока від його входів. Кожен ФБ можна подати у вигляді дискретного пристрою з обмеженою кількістю входів та виходів, а систему керу-

вання РС пропонуємо розглядати як сукупність функціональних блоків.

Подавати усю систему керування локомотивом чи вагоном як єдиний ФБ вважаємо недоцільним у зв'язку з великою кількістю входів та виходів, великою різноманітністю функцій окремих вузлів і вимог до них. Пропонується кожен ФБ системи керування РС розглядати з точки зору дискретних пристроїв. За критерії при синтезі окремих блоків пропонується прийняти їх надійність, максимальну уніфікацію елементів та масо-габаритні показники.

З точки зору теорії дискретних пристроїв функціональний блок системи керування одиницею рухомого складу – багатотактний асинхронний дискретний пристрій. Багатотактний тому, що сигнали на виході блока визначаються не тільки сигналами на вході у даний момент, але й вхідними сигналами, які надійшли раніше. Тобто поведінка блока визначається послідовностями сигналів, що надходять на вхід.

Для здійснення цієї послідовності автомат повинен володіти пам'яттю – здібністю запам'ятовувати послідовність вхідних або вихідних сигналів. В асинхронному пристрої зміна його станів визначається моментами зміни вхідних сигналів або позицій елементів пам'яті (ЕП), що й має місце під час роботи системи керування РС. У синхронних пристроях повинен бути генератор синхронізую-

чих імпульсів, в момент надходження яких відбуваються усі зміни станів автомата. Генератор імпульсів ускладнює структуру пристрою, у той же час його наявність не є обов'язковою для забезпечення логіки схем керування рухомим складом.

Тому пропонується будувати ФБ керування рухомим складом як асинхронні пристрої. Це спрощує структуру блока за рахунок відсутності кіл синхронізації і дозволяє використовувати реле, які мають часовий розклад параметрів. Але при цьому потрібно враховувати явище протидій між елементами блока. У схемах керування рухомим складом функціонування блоків керування відбувається в дискретні моменти часу $t_0, t_1, t_2 \dots$ (тактові моменти) і їх поведінка не залежить від інтервалу часу t_i та t_{i+1} . Тому ФБ – дискретні пристрої. Перехід від одного такту до наступного відбувається або за рахунок зміни вхідного сигналу, або позицій ЕП. Математичною моделлю ФБ з p двійковими входами, k двійковими виходами та n двопозиційними елементами пам'яті може бути прийнятий скінченний автомат, який описується функціями переходу та виходу (рис. 1). Функція переходу визначає залежність позиції $s(t)$ в даному такті t від стану вхідних сигналів $x(t)$ у тому ж такті і від позиції $s(t-1)$ автомата у попередньому такті:

$$s(t) = \varphi[x(t), s(t-1)]. \quad (1)$$

Під тактом розуміємо період часу, в якому сигнали й елементи (елементи пам'яті, реле, кнопки і т. п.) схеми керування не змінюють своїх положень. Тобто кожному такту відповідає певний стан ФБ. Усі такти можуть бути пронумеровані. Таким чином, фактично змінною величиною є не час, а порядкові номери тактових моментів. По аналогії з теорією скінченних автоматів позицією (внутрішнім станом) ФБ будемо називати сполучення станів елементів пам'яті. При n двопозиційних елементах пам'яті кількість різних сполучень їх станів буде 2_n . Сполучення $\{x, s\}$ станів входу $x(t)$ і позиції $s(t)$ будемо називати повним станом ФБ або скорочено – станом блока. Функція виходів визначає залежність вихідних сигналів $z(t)$ від повного стану автомата (ФБ) у тому ж такті:

$$z(t) = f[x(t), s(t)]. \quad (2)$$

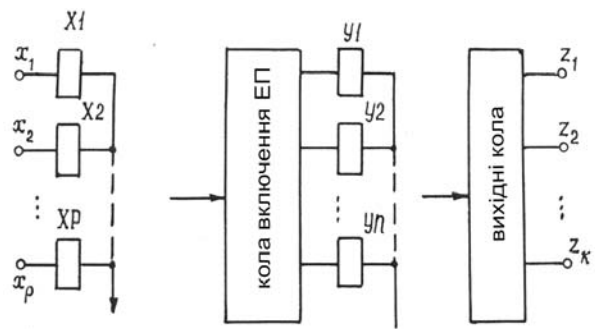


Рис. 1. Структурна схема функціонального блока

На рис. 1 показана структурна схема ФБ з пам'яттю, де $x_1, x_2 \dots x_p$ – входи блока; $X1, X2 \dots Xp$ – вхідні реле, які фіксують значення змінних на входах; $Y1, Y2 \dots Yn$ – внутрішні реле, які реалізують алгоритм роботи схеми (здійснюють пам'ять); $Z1, Z2 \dots Zk$ – виходи ФБ. Далі внутрішні реле позначаємо ЕП (елементи пам'яті). На входи блока надходить інформація про дії машиніста (або іншого робітника) на пульті керування і про стан керованих та контролюючих об'єктів. З виходів видається перероблена інформація, тобто команди на спрацювання об'єктів керування (контакторів, інших блоків і т. п.).

При розробці ФБ виникає питання про формулювання задачі розробки. У більшості випадків ця задача не може бути сформульована тільки математично, а формулюють деяку ідею (забезпечення безпеки руху, підвищення надійності, уніфікація елементів і т. п.). Задачу розробки можна визначити як знаходження компромісного рішення, яке забезпечує раціональне здійснення завдань, поставлених перед ФБ, та засобів, за допомогою яких ці завдання можуть бути реалізовані. Виходячи з вимог до системи керування РС в цілому і необхідності виконання залежностей, які зумовлені логікою її роботи, пропонуємо такий алгоритм розробки ФБ:

1. Визначити зв'язок ФБ, який розробляється, з іншими пристроями (тобто визначити входи та виходи).
2. Визначити потрібні послідовності вхідних і вихідних сигналів.
3. Вибрати набір реле, на яких буде будуватися ФБ.
4. Визначити кількість позицій, а звідси і кількість елементів пам'яті або проміжних реле.
5. Розробити принципову схему ФБ. Вважаємо, що принципова схема ФБ може бути наведена розробником, виходячи з його евристичних міркувань, оскільки для РС схеми ФБ, які

пропонуємо будувати, як правило, тільки з одним виходом, прості.

6. Провести аналіз розроблених схем ФБ з метою виявлення протидій контактів реле у перехідних режимах.

7. Ужити заходів щодо усунення негативно-го впливу протидій, якщо вони будуть.

Із усіх відомих способів запису умов роботи багатотактного релеяного пристрою (у вигляді графіка роботи реле, у вигляді таблиць включення або переходів, з допомогою графів переходу) для ФБ схем керування РС у нашому випадку найбільш доцільно користуватись записом у вигляді таблиць переходів. Така думка виправдовується тим, що в схемах РС при кожному стані ФБ можлива будь-яка зміна входних сигналів. І якщо при цьому користуватися, наприклад, таблицею станів, то її потрібно було б будувати для кожного сполучення входних сигналів. У таблиці переходів (ТП) рядки відповідають позиціям пристрою, які пронумеровані у будь-якому порядку, а стовпці – усім комбінаціям входних сигналів, які зустрічаються в процесі роботи пристрою.

Визначення кількості входів і виходів, потрібної послідовності входних і вихідних сигналів – це питання, які повинні вирішуватися окремо для кожного конкретного ФБ.

Побудова таблиці переходу і складає задачу аналізу схеми конкретного ФБ. Розглянемо вирішення цієї задачі на прикладі схеми, яка наведена на рис. 2.

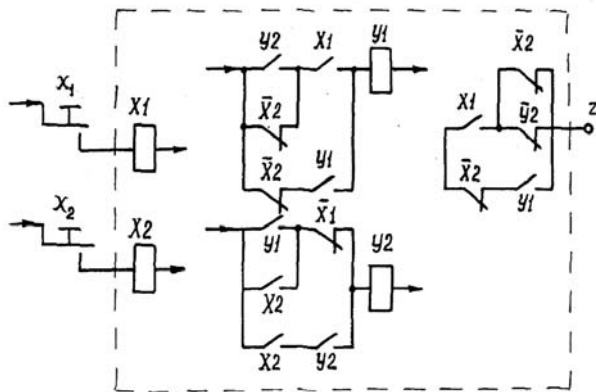


Рис. 2. Варіант принципової схеми ФБ

Функції алгебри логіки (ФАЛ) записуємо безпосередньо по схемі. Стовпці таблиці, які позначимо a_j , відповідають набору входних змінних. Якщо схема ФБ має p входів, ТП має 2^p стовпців. Рядки ТП, які позначимо s_i , відповідають позиціям ФБ. Позиція ФБ – це комбінація станів його внутрішніх ЕП (реле $Y1$

та $Y2$ на рис. 2). Схема на рис. 2 має чотири позиції: $s_1 = 00$ (обидва реле $Y1$ та $Y2$ знеструмлені); $s_2 = 01$ (реле $Y1$ знеструмлене, реле $Y2$ під струмом); $s_3 = 10$ (реле $Y1$ під струмом, реле $Y2$ знеструмлене); $s_4 = 11$ (обидва реле під струмом).

Таблиця

a_j		a_1	a_2	a_3	a_4
s_i	$Y1 \ Y2$	$X1 \ X2$			
		00	01	10	11
s_1	00	(00),0	01,0	10,1	(00),1
s_2	01	00,0	(01),1	10,*1	11,0
s_3	10	11,1	01,*0	(10),1	00,1
s_4	11	(11),1	01,0	10,1	(11),0

Якщо схема ФБ має n внутрішніх ЕП, кількість позицій (рядків ТП) дорівнює 2^n . Клітинка ТП, розташована на перехрещенні стовпця a_j та рядка s_i , відповідає повному стану ФБ, оскільки вона визначає стан входних та внутрішніх змінних. Клітинку ТП позначимо (a_j, s_i) . У клітинці (a_j, s_i) позначимо стан $s_f = s(t+1)$, в який переходить схема ФБ, якщо вона у попередній момент часу знаходилась у стані $s_i = s(t)$, і в даний момент часу на її вхід надійшов набір входних змінних.

У кожній клітинці після s_f через кому вказуємо стан виходу при даній позиції і даних конкретних сигналах. ФБ (див. рис. 2) описується системою рівнянь ФАЛ:

$$\begin{cases} Y1 = X1(\bar{X}2 \cup Y2) \cup \bar{X}2Y1, \\ Y2 = \bar{X}1(X2 \cup Y1) \cup X2Y2, \\ Z = X1(\bar{X}2 \cup \bar{Y}2) \cup \bar{X}2Y1. \end{cases} \quad (3)$$

Розглянемо, наприклад, клітинку

$$(a_2, s_1) = (01, 00).$$

Визначимо поведінку реле $Y1$ та $Y2$, якщо у попередній момент часу вони обидва були знеструмлені ($s_1 = 00$), а в даний момент часу натиснута кнопка x_2 ($a_2 = 01$). Для цього вирахуємо значення функцій вмикання реле $Y1$ та $Y2$ і виходу Z системи (3) при підстановці

змінних $X1=0$, $X2=1$, $Y1=0$, $Y2=0$, які відповідають стовпцю a_2 у рядку s_1 :

$$Y1 = 0(\bar{1} \cup 0) \cup \bar{1}0 = 0(0 \cup 0) \cup 00 = 0 \cup 0 = 0,$$

$$Y2 = \bar{0}(1 \cup 0) \cup 10 = 1(1 \cup 0) \cup 10 = 1 \cup 0 = 1,$$

$$Z = 0(\bar{1} \cup \bar{0}) \cup \bar{1}0 = 0(0 \cup 1) \cup 00 = 0 \cup 0 = 0.$$

Результати розрахунку показують, що реле $Y1$ повинно залишатись знеструмленим, а реле $Y2$ повинно спрацювати. Стан внутрішніх ЕП 01 проставляємо у клітинці (a_2, s_1) . Аналогічним чином знаходимо і проставляємо значення ФАЛ системи (3) для усіх клітинок ТП.

Повні стани ФБ у відповідності до теорії дискретних пристроїв розділяємо на стійкі та нестійкі. Стійкий стан – це стан, в якому схема ФБ знаходиться стільки завгодно довго до зміни комбінації вхідних сигналів. Розглянемо, наприклад, в табл. 1 клітинку $(a_1, s_1) = (00, 00)$. У ній зафіксовано стан $s_1 = 00$. Це означає, якщо у попередній момент часу обидва реле $Y1$ та $Y2$ були знеструмлені ($s_1 = 00$), а у даний момент часу обидві кнопки x_1 та x_2 не натиснуті ($a_1 = 00$), стан внутрішніх ЕП не змінюється (обидва реле $Y1$ та $Y2$ залишаються знеструмлені) і в цьому стійкому стані схема буде до тих пір поки не зміниться набір вхідних змінних. Допустимо, що кнопку x_2 натиснули і на вході отримали комбінацію сигналів $(a_1 = 01)$. Тоді схема ФБ переходить в нестійкий повний стан (a_2, s_1) , в клітинці якого записано стан $s_2 = 01$. У результаті реле $Y1$ залишається знеструмленим, а реле $Y2$ спрацьовує. Схема ФБ переходить у стійкий повний стан $(a_2, s_2) = (01, 01)$, в якому і залишається до наступної зміни комбінації вхідних сигналів. Таким чином, схема ФБ переходить із одного стійкого стану в інший через нестійкий. У табл. 1 стійкий стан взято в круглі дужки. Ознакою стійкого стану є співпадання повного стану, записаного в клітинці (того, що повинен бути), із внутрішнім станом (позицією) ЕП, який приписаний даному рядку. У випадку, коли коди станів, які за-

писані у клітинках, відрізняються у двох і більше розрядах від кодів, в яких ці клітинки знаходяться, має місце протидія ЕП. Наявність у рядках протилежних вихідних сигналів свідчить про можливість протидії входів. Якщо у рядках немає протилежних вихідних сигналів, то це означає, що вихід залежить тільки від позицій ЕП. У таблиці протидії ЕП відмічені зіркою.

Якщо тривалість сигналу, який виник внаслідок протидії контактів (тобто сигналу, який не передбачений логікою схеми), близька до часу, протягом якого сигнал повинен надходити до об'єкту керування, щоб останній спрацював, то потрібно ужити заходів щодо усунення дії цього короткочасного сигналу на об'єкт керування. Із всіх відомих методів рішення цієї задачі для ФБ систем керування РС доцільно застосувати відфільтровування цього сигналу з допомогою фільтруючих пристроїв, увімкнених на виході ФБ, які не пропускають короткочасні імпульси до об'єкту керування.

Висновки

1. Пропонується принцип синтезу систем керування рухомим складом на базі сучасних електромагнітних реле у вигляді сполучення функціональних блоків, кожен з яких керує тільки одним об'єктом.
2. За математичну модель функціонального блока прийнято скінченний автомат, для аналізу роботи якого у системах керування рухомим складом доцільно використовувати таблиці переходів.
3. Запропоновано алгоритм розробки функціонального блока з урахуванням вимог до систем керування рухомим складом.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Колдуэл С. Логический синтез релейных устройств. – М.: Изд-во иностранной литературы, 1962. – 740 с.
2. Сапожников В. В. Методы синтеза надежных автоматов / В. В. Сапожников, В. В. Сапожников – Л.: Энергия, 1980. – 93 с.

Надійшла до редколегії 04.06.04.

ПРОГНОЗУВАННЯ СТАНІВ ОДНОТИПНОГО ЛОКОМОТИВНОГО ПАРКУ (ВЛ8) ПРИДНІПРОВСЬКОЇ ЗАЛІЗНИЦІ

У статті розглядається прогнозування стаціонарного режиму станів парку локомотивів ВЛ8 на підставі рівнянь Колмогорова теорії масового обслуговування та оптимізаційної задачі з використанням даних спостережень.

В статье рассматривается прогнозирование стационарного режима парка локомотивов ВЛ8 на основе уравнений Колмогорова теории массового обслуживания и оптимизационной задачи с использованием данных наблюдения.

The article considers prognostication of the stationary mode of the fleet of VL8 locomotives on the basis of Kolmogorov's equations of the mass service theory and optimization task, with the use of observation data.

Парк поїзних локомотивів, депо або залізниці мають особливу властивість, яка зустрічається в різних областях техніки. З одного боку, парк – це система, яка характеризується властивими тільки їй законами розподілу загальних властивостей великої кількості однотипних елементів, які входять до неї. Такі системи та їх характеристики розглядаються та вивчаються методами математичної статистики та теорії ймовірностей.

З іншого боку, локомотивний парк – це сукупність ідентичних по конструкції та призначенню машин, але які відрізняються одна від одної такими важливими індивідуальними характеристиками як технічний стан, «вік» та іншими, які змінюються не випадковим чином, а під дією закономірних об'єктивних процесів (залежно від часу або об'єму виконаної роботи).

У багатьох випадках роботу підприємства (депо, залізниці) подають, як деяку систему масового обслуговування (СМО). Для формування рекомендацій важливо не те як протікає виробничий процес у часі (t), а важливий стаціонарний режим ($t \rightarrow \infty$). По математичній моделі сталого режиму можна отримати деякі загальні характеристики роботи підприємства. По характеристиках стаціонарного режиму формують виробничу стратегію управління підприємством. Наведені в статті результати є частиною досліджень, які проводяться ДІІТом відповідно до плану виконання науково-дослідних робіт по вдосконаленню системи утримання парку локомотивів на Придніпровській залізниці в рамках «Програми розвитку рухомого складу на 2002–2005 рр.».

Дослідженням стаціонарного режиму СМО присвячені роботи В. Феллера, Л. Клейнрок, Е. С. Вентцель, Л. А. Овчарова, Б. В. Гнеденко, В. С. Пугачова та ін. Питання математичного моделювання для проведення аналізу роботи підприємств залізничного транспорту освітлені в роботах А. А. Босова, Б. Є. Боднаря (структурне моделювання).

Метою даної роботи є прогнозування стаціонарного режиму підприємства (на прикладі парку локомотивів ВЛ8 Придніпровської залізниці) за допомогою оптимізаційної задачі. Це обумовлено тим фактом, що у багатьох випадках інтенсивності переходів і вірогідності станів системи (у нашому випадку парк локомотивів) часто невідомі, тому в статті запропонований варіант їх визначення на підставі статистичних даних.

Для визначення стану парку локомотивів у стаціонарному режимі розглянемо парк локомотивів як систему масового обслуговування X з дискретною кількістю станів і неперервним часом [1; 2].

Початковими даними є статистика (спостереження) по кожному локомотиву про те, в якому стані він знаходився в поточний момент часу. Спостереження були надані через кожні 12 годин роботи парку локомотивів за термін з 05.03.2001 р. по 31.12.2002 р. Як стани окремого локомотива прийнято: x_3 – локомотив у поїзній роботі; x_4 – локомотив в очікуванні роботи; x_5 – локомотив у резерві; x_6 – локомотив у заводському ремонті; x_7 – локомотив у ПР-2; x_8 – локомотив у ПР-1; x_9 –

локомотив у ТО-3; x_{10} – локомотив у ПР-3; x_{11} – локомотив у неплановому ремонті; x_{12} – локомотив на маневровій роботі; x_{13} – локомотив на закритті; x_{14} – локомотив у оренді ПМС.

Об'єднаємо стани x_6, x_7, x_8, x_{10} в один стан x_6 і назвемо цей стан плановими ремонтами. Побудуємо граф [3] станів парку локомотивів $\Gamma(X)$, рис. 1.

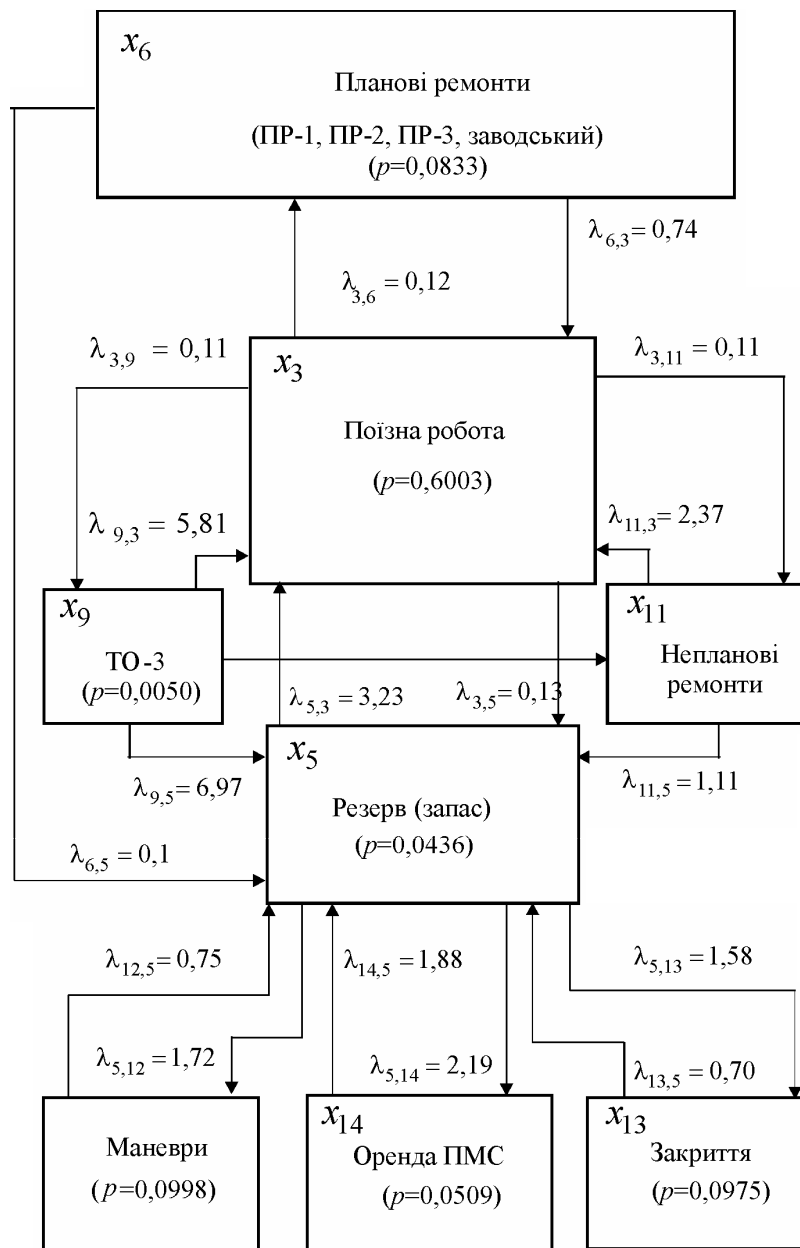


Рис. 1. Граф $\Gamma(X)$ станів парку локомотивів ВЛ8

Будемо вважати, що в нашій системі масового обслуговування X протікає випадковий процес з дискретними станами $x_6, x_3, x_9, x_{11}, x_5, x_{12}, x_{14}, x_{13}$.

Проаналізуємо граф $\Gamma(X)$. Вершинам графа відповідають стани локомотивів [4]. Стрілками позначено можливі переходи з одного стану в інший. Граф є орієнтованим. На графі відсутні джерела і поглинаючі (кінцеві) ста-

ни. Всі стани транзитивні (у будь-який час система може увійти та вийти з нього). Ізольовані стани відсутні. З проведеного аналізу графа $\Gamma(X)$ можна зробити висновок, що граф є ергодичним [1].

Будемо вважати що перехід системи із стану x_i в стан x_j (i, j – номер стану) відбувається під впливом пуассонівського потоку подій з інтенсивністю $\lambda_{ij}(t)$ [локомотив/12 год].

Перехід із стану x_i в стан x_j відбувається в момент, коли настає перша подія потоку.

Нехай потік подій, який переводить систему з одного стану в інший буде незалежним, тоді випадковий процес, що протікає в системі X , буде марковським [5]. У силу зроблених припущень стани нашої системи можна описати диференціальними рівняннями Колмогорова [6].

Нехай величини $p_i = p_i(t)$, $i \in I = \{6, 3, 9, 5, 11, 12, 14, 13\}$ відповідають ймовірності перебування локомотива в i -му стані. Для того, щоб розв'язати систему диференціальних рівнянь Колмогорова необхідно задати початкові умови для p_i і задати інтенсивності переходів λ_{ij} з одного стану в інший. У стаціонарному режимі

$$p_i = \text{const}, \quad i \in I$$

марковський процес вважатимемо однорідним

$$\lambda_{ij} = \text{const}, \quad i, j \in I.$$

Система диференціальних рівнянь Колмогорова перетвориться в систему лінійних рівнянь

$$\begin{cases} (-\lambda_{6,3} - \lambda_{6,5})p_6 + \lambda_{3,6}p_3 = 0, \\ (-\lambda_{3,6} - \lambda_{3,9} - \lambda_{3,11} - \lambda_{3,5})p_3 + \lambda_{6,3}p_6 + \\ + \lambda_{9,3}p_9 + \lambda_{5,3}p_5 + \lambda_{11,3}p_{11} = 0, \\ (-\lambda_{9,3} - \lambda_{9,5})p_9 + \lambda_{3,9}p_3 = 0, \\ (-\lambda_{5,3} - \lambda_{5,12} - \lambda_{5,13} - \lambda_{5,14})p_5 + \lambda_{3,5}p_3 + \\ + \lambda_{9,5}p_9 + \lambda_{6,5}p_6 + \lambda_{11,5}p_{11} + \\ + \lambda_{13,5}p_{13} + \lambda_{14,5}p_{14} + \lambda_{12,5}p_{12} = 0, \\ (-\lambda_{11,3} - \lambda_{11,5})p_{11} + \lambda_{9,11}p_9 + \lambda_{3,11}p_3 = 0, \\ -\lambda_{12,5}p_{12} + \lambda_{5,12}p_5 = 0, \\ -\lambda_{14,5}p_{14} + \lambda_{5,14}p_5 = 0, \\ -\lambda_{13,5}p_{13} + \lambda_{5,13}p_5 = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Систему (1), якщо відомі інтенсивності відмов звичайно розв'язують таким чином. З системи (1) виключають одне з рівнянь і додають рівняння

$$\sum_{i \in J} p_i = 1. \quad (2)$$

У нашому випадку в системі (1) невідомі як інтенсивності λ_{ij} , так і ймовірності p_i . Щоб визначити ймовірності p_i перебування локомотива в i -му стані в усталеному (стаціонарно-

му) режимі ($t \rightarrow \infty$) поступимо таким чином. Апроксимуємо вибірку по кожному стану залежністю

$$p_i(t) = c_i + a_i e^{-b_i t}, \quad (3)$$

де $p_i(t)$ – емпірична ймовірність перебування локомотива в i -му стані в час t ; a_i , b_i , c_i – коефіцієнти, які слід визначити по вибірці i -го стану.

Позначимо $\tilde{p}_i = \lim_{t \rightarrow \infty} p_i(t)$ – емпіричні ймовірності i -го стану в усталеному режимі.

Після апроксимації статистичних даних по залежності (3) отримано значення емпіричних ймовірностей в усталеному режимі:

$$\tilde{p}_3 = 0,4759, \quad \tilde{p}_5 = 0,1300,$$

$$\tilde{p}_6 = 0,1387, \quad \tilde{p}_9 = 0,045,$$

$$\tilde{p}_{11} = 0,0856, \quad \tilde{p}_{12} = 0,0335,$$

$$\tilde{p}_{13} = 0,064, \quad \tilde{p}_{14} = 0,0645.$$

Визначені емпіричні ймовірності можна підставити в систему рівнянь (2), (3), розв'язавши яку, отримаємо необхідні значення інтенсивності переходів λ_{ij} . Але ми маємо 9 лінійних рівнянь з 18 невідомими (відносно λ_{ij}), а, як відомо [7], така система може мати не один розв'язок. Позначимо $P = (p_3, p_5, p_6, p_9, p_{11}, p_{12}, p_{13}, p_{14})^T$ – вектор ймовірностей стану локомотива і $\Lambda = [\Lambda_{ij}]_{8 \times 8}$ – матриця складена з коефіцієнтів при ймовірностях p_i в системі (1), де

$$\Lambda_{1,1} = \lambda_{3,6}, \quad \Lambda_{1,3} = -\lambda_{6,3} - \lambda_{6,5},$$

$$\Lambda_{2,1} = -\lambda_{3,6} - \lambda_{3,9} - \lambda_{3,11} - \lambda_{3,5}, \quad \Lambda_{2,2} = \lambda_{5,3},$$

$$\Lambda_{2,6} = \lambda_{6,3}, \quad \Lambda_{2,4} = \lambda_{9,3}, \quad \Lambda_{2,5} = \lambda_{11,3},$$

$$\Lambda_{3,1} = \lambda_{3,9}, \quad \Lambda_{3,4} = -\lambda_{9,3} - \lambda_{9,5}, \quad \Lambda_{4,1} = \lambda_{3,5},$$

$$\Lambda_{4,3} = \lambda_{6,5}, \quad \Lambda_{4,2} = -\lambda_{5,3} - \lambda_{5,12} - \lambda_{5,13} - \lambda_{5,14},$$

$$\Lambda_{4,4} = \lambda_{9,5}, \quad \Lambda_{4,5} = \lambda_{11,5}, \quad \Lambda_{4,7} = \lambda_{13,5},$$

$$\Lambda_{5,1} = \lambda_{3,11}, \quad \Lambda_{5,4} = \lambda_{9,11}, \quad \Lambda_{5,5} = -\lambda_{11,3} - \lambda_{11,5},$$

$$\Lambda_{6,2} = \lambda_{5,12}, \quad \Lambda_{6,6} = -\lambda_{12,5}, \quad \Lambda_{7,2} = \lambda_{5,14},$$

$$\Lambda_{7,18} = -\lambda_{14,5}, \quad \Lambda_{8,2} = \lambda_{5,13}, \quad \Lambda_{8,7} = -\lambda_{13,5},$$

інші $\lambda_{ij} = 0$. Тепер систему (1) перепишемо в матричному вигляді $\Lambda P = 0$.

Сформулюємо задачу визначення ймовірностей стану p_i й інтенсивностей переходів λ_{ij} з одного стану в інший в стаціонарному режимі: необхідно мінімізувати суму квадратів відхилень ймовірностей стану p_i від емпіричних ймовірностей $\tilde{p}_i$ усталеного режиму

$$\min_{\{p_i, \lambda_{ij}\}_{i,j \in I}} \sum_{i \in I} m_i (p_i - \tilde{p}_i)^2, \quad m_i = \text{const} \quad (4)$$

за умов

$$AP = 0, \quad (5)$$

$$\sum_{i \in I} p_i = 1, \quad (6)$$

$$\lambda_{ij} \geq 0, \quad p_i \geq 0, \quad i, j \in I, \quad (7)$$

де m_i – деякі вагові коефіцієнти, постійні величини, параметри настройки алгоритму мінімізації (підбираються в процесі розв’язання задачі на обчислювальній машині); $p_i, i \in I$ – ймовірності стану в стаціонарному режимі, які необхідно визначити; $\lambda_{ij}, i, j \in I$ – ймовірності переходів з одного стану в інший в стаціонарному режимі; $\tilde{p}_i$ – емпіричні ймовірності стану, визначені за експериментальними даними, що відповідають усталеному режиму.

Задача (4)–(7) розв’язувалась числовим методом у пакеті *MatLab* [8]. Розв’язання задачі: числові значення ймовірностей стану парка локомотивів в стаціонарному режимі (p) та відповідні інтенсивності переходу (λ_{ij} [локомотив/12 год]) з одного стану в інший наведені на графі станів (див. рис. 1).

Результати дослідження можуть також використовуватися при розробці раціональної системи утримання технічних об’єктів залізничного транспорту.

Висновки

1. Вирази (4)–(7) можливо використовувати для моделювання стаціонарного режиму парку локомотивів (і технічних об’єктів взагалі) з використанням необхідних статистичних даних.

2. Парк локомотивів ВЛ8 Придніпровської залізниці має потенціал для збільшення перевезень.

На закінчення хочеться щиро подякувати д-ру техн. наук, професору А. А. Босову, який порадою та допомогою сприяв виконанню цього дослідження.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Клейнрок Л. Теория массового обслуживания / Пер. с англ. И. И. Грушко; Под ред. В. И. Нейман. – М.: Машиностроение, 1979. – 432 с.
2. Гнеденко Б. В. Введение в теорию массового обслуживания / Б. В. Гнеденко, И. Н. Коваленко – М.: Наука, 1987. – 336 с.
3. Оре О. Теория графов / Пер. с фр. – М.: Наука, 1968. – 352 с.
4. Вентцель Е. С. Исследование операций. – М.: Сов. радио, 1972. – 550 с.
5. Вентцель Е. С. Исследование операций. – М.: Наука, 1980. – 208 с.
6. Гнеденко Б. В. Курс теории вероятностей. – М.: Наука, 1988. – 448 с.
7. Бугров Я. С. Элементы линейной алгебры и аналитической геометрии / Я. С. Бугров, С. М. Никольский – М.: Наука, 1988. 224 с.
8. Потемкин В. Г. MATLAB: Справочное пособие. – М.: Диалог-МИФИ, 1997. – 350 с.

Надійшла до редколегії 17.05.04.

THE EFFECT OF ASYMMETRIC FREIGHT TRAFFIC ON THE SELECTION OF OPTIMAL LOCOMOTIVE TRACTION ON LITHUANIAN RAILROAD

У статті розглянуто як впливає асиметричність вантажних потоків залізниць Литви у західному та східному напрямках на вибір оптимальної локомотивної тяги. На підставі аналізу даних по вантажообігу 1999 р. зроблено висновок, що раціональним рішенням є такий розподіл локомотивної потужності, щоб для західного напрямку вона була в 2,7 разів більшою, ніж для східного.

В статье рассмотрено как влияет асимметричность грузовых потоков железных дорог Литвы в западном и восточном направлениях на выбор оптимальной локомотивной тяги. На основе анализа данных по грузообороту 1999 г. сделан вывод, что рациональным решением является такое распределение локомотивной мощности, чтобы для западного направления она была больше в 2,7 раз, чем для восточного.

The paper deals with the effect of asymmetric character of the Lithuanian railroad freight traffic in western and eastern directions on the selection of optimal locomotive traction. On the basis of analysis of data on freight turnover in 1999, it has been concluded that the rational solution is such an allocation of the locomotive power, which would give to the west-bound direction 2.7 times higher power than to the east-bound one.

Introduction

In studying railroad operation, the problems of the efficient use of rolling stock and its calculation are often encountered. The research institutions of the Western countries are reluctant in publishing the data of the investigation made in this area. The analysis of ecological and some technical problems is mainly provided [1; 2]. Some problems of efficient rolling stock operation and calculation have been successfully solved, which led to more efficient use of the rolling stock, as well as reducing the cost of transportation and increasing the profit. However, much is still to be done in this field, one of the problems being the selection of optimal rolling stock traction, taking into account non-uniform character of through freight traffic in opposite directions on the railroad.

Major objective

Rational use of the rolling stock, meeting the safety requirements, helps to increase economic efficiency of transportation, which is mainly determined by the payment for freight transportation and operation costs. Therefore, general economic effect may be calculated as follows:

$$E = E_a - E_e, \quad (1)$$

where E_a – payment obtained, Lt; E_e – operation costs, Lt.

Taking into account the fuel consumed and the dependence of the time of travel on the locomotive power and the power per rolling unit mass, we will obtain the relationship between the economic effect and the locomotive power and the power per rolling stock unit mass [3]:

$$E = \frac{N}{N_t} p_a - \left[(0,0295N + 0,946) N_t^{-0,333} k_d + 22,56 N_t^{0,31} k_l \right] 445, \quad (2)$$

where L – length of railroad section, km; N – locomotive power, kW; N_t – locomotive power per rolling stock unit mass, kW/t; k_d – fuel expenditures, Lt/kg; k_l – relative time spent, Lt/min; p_a – payment for gross ton, Lt/t.

Applying (2) to the railroad section Kena – Klaipėda ($L = 445$ km) we will obtain the relationship represented graphically in fig. 1. The graph is based on the rates valid for 1999 (i. e. payment for transporting the unit mass, fuel expenditures, time spent, with the cost of 1 gross ton being 144 Lt (4)).

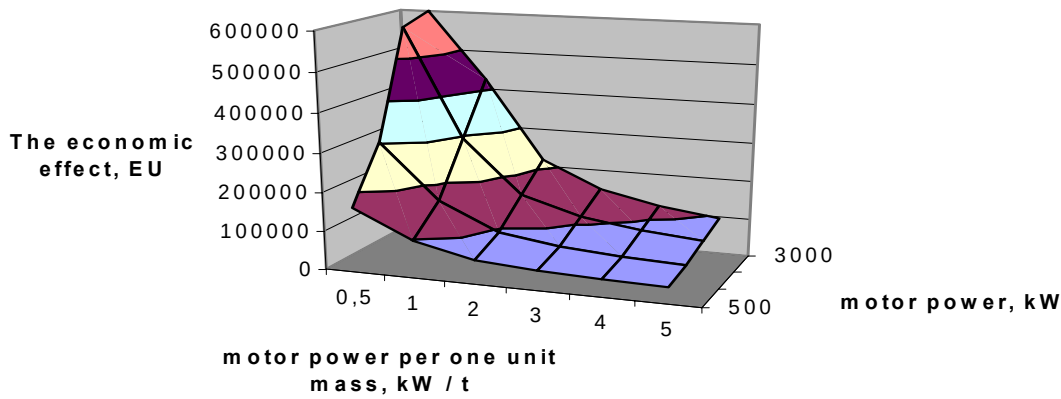


Fig. 1. The economic effect of one conditional depending on the motor power per unit mass

The analysis of limitations

As can be seen from Fig.1, graphical model has no extremums. Therefore, optimal points should be found based on limitations. Since a certain power is needed to overcome rolling resistance, there are some limitations of power per unit mass. The latter will be obtained by analysing the relationship between the allowable rolling stock mass and the locomotive power. This relationship varies depending on the road section. Joint – stock company “Lithuanian Railroads” made a survey of the above limitations. Based on its analysis, it was found that the locomotive power per unit mass depends on the power of the locomotive itself. This may be accounted for the fact that the higher the efficiency of the locomotive, the lower the safety factor needed. By approximating the relationship based on statistical data, we get the following expression of the locomotive power per unit mass:

$$N_t = 8,783N^{-0,3134}. \quad (3)$$

There is also a limitation of the train length. If the power of a locomotive and train length are fixed, then the power per unit mass is limited as well. This constraint is also determined by the load on the axis (the higher the loading, the larger the train mass per unit length of the road). By expressing the limitation as a function of the locomotive power with respect to axis loading and power per unit mass, we will get:

$$N = (220,22M_{ašies} - 65,226)N_t. \quad (4)$$

Then we may treat (3) and (4) as a system:

$$\begin{cases} N_t = 8,783N^{-0,3134}; \\ N = (220,22M_{ašies} - 65,23)N_t. \end{cases} \quad (5)$$

Based on an average axis loading in 1999 (127 KN) we get the following set of equations:

$$\begin{cases} N_t = 8,783N^{-0,3134}; \\ N = 2731,5N_t. \end{cases} \quad (6)$$

It is represented graphically in fig. 2.

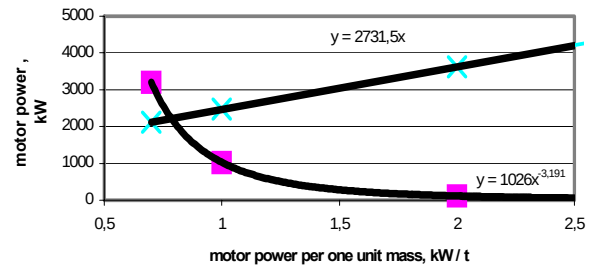


Fig. 2. Graphic form of system of equation

We can see in fig. 2 that the recommended relationship between the locomotive power and power per unit mass is shown by the strength line $y = 2731,5x$, while the lowest value of the power per unit mass is limited by the curve $y = 1026x^{3,191}$. The fact that the above curve represents the least allowable power per unit mass is not a proof that the intersection point of the graphs in fig. 2 is an optimum. If we consider the relationship in fig. 2 as a horizontal projection of the relationships given in fig. 1, we can see that the economic effect is higher with increasing the locomotive power and decreasing power per unit mass. In the area defined, there is a set of points with similar economic effect. By connecting these points we get isolines of economic effect, which in this case resemble straight lines. By approximating a straight line, we will draw one of them beside the graphs shown in fig. 2. The results obtained are given in fig. 3.

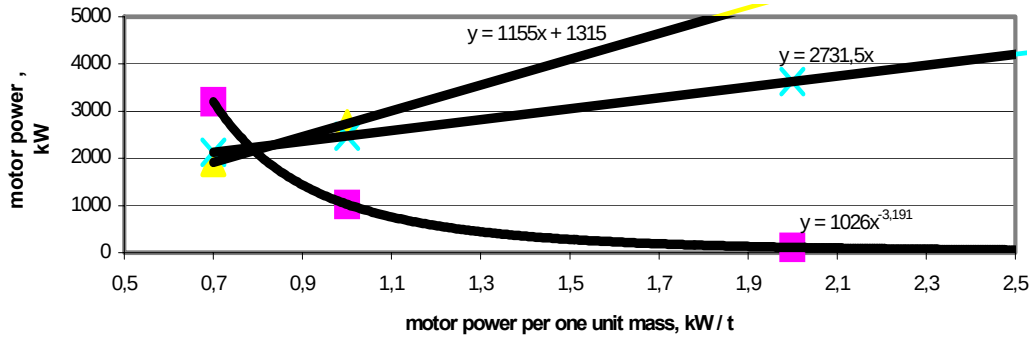


Fig. 3. Isoline with equations of limits

In fig. 3 the isoline shows that the economic effect is higher upwards from the straight line $y = 1155x + 1315$ than downwards, i. e. is increasing downwards and to the right with respect to the straight line $y = 2731.5x$. However, the economic effect is growing only if the freight turnover is sufficiently high. The relationship between rational freight turnover and the locomotive power and power per unit mass is as follows [3]:

$$A = 16,64N \cdot N_t^{-0,854} \quad (7)$$

By considering the data of 1999 (i. e. freight turnover, capacity of infrastructure, etc.), it was found that the relationship between optimal locomotive power and power per unit mass is as follows:

$$N = 1311N_t^{0,854} \quad (8)$$

The above equation, together with limitations and an isoline, is represented graphically in fig. 4.

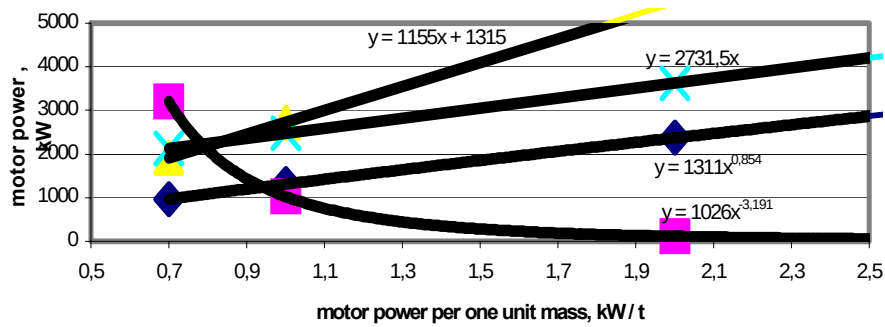


Fig. 4. Optimal motor power depending on motor power per one unit mass

In fig. 4 we can see that the required locomotive power is based on the relationship, taking into account the particular features of an infrastructure and freight turnover. Therefore, further we will consider the dependence of the optimal locomotive power on freight traffic. Based on (3), (7) and (8), a system of equations is obtained:

$$\begin{cases} N_t = 8,783N^{-0,3134}, \\ N = 2731,5N_t, \\ A = 16,64N \cdot N_t^{-0,854}. \end{cases} \quad (9)$$

By solving the equations (9), we can get the point (the locomotive power and power per unit mass) at which the highest economic effect is achieved.

Determining traction of rolling stock based on freight traffic

By analysing the system of equations (9) we get the relationship between optimal locomotive power and freight traffic. It is given in table 1, being graphically represented in fig. 5.

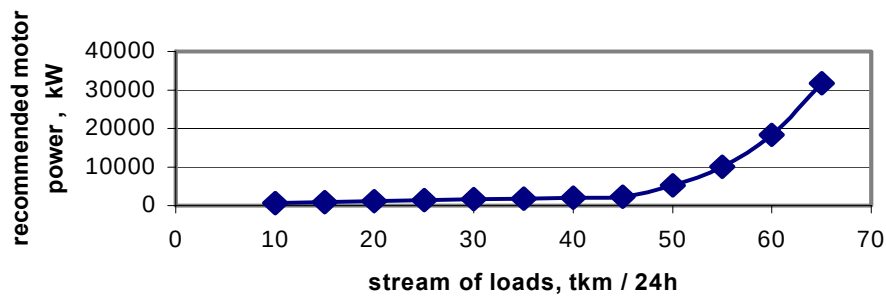


Fig. 5. Optimal motor power depending on evaluate difference of streams of loads

As we can see in fig. 5, the locomotive power should reach 2500 kW when freight turnover is 45,000 tons per 24 hours. It is hardly possible to increase freight turnover because of short arrival and departure roads. Therefore, to increase freight traffic up to 45,000 tons a day the higher speed of trains should be achieved. This in turn requires much higher locomotive power. According to the data for 1999, through traffic reached 21,800 tons per 24 hours. This means that through trains should be provided with locomotives of the power ranging from 1000 kW to 1500 kW. The average through traffic turnover (21,800 t per day) in Eastern direction makes 8,720 tons, while in Western direction it is 34,900 tons per day. This implies that the most appropriate power of East – bound locomotives would be 700 kW, while for West – bound trains it should be 1900 kW. The power required for West – bound locomotives is by 2,7 times higher than that of East – bound locomotives. The above results are obtained if freight traffic per day is evenly distributed, while East – and West – bound traction rolling stocks are made up individually, their power and number of trips not being coordinated with each other. It is hardly possible to apply the criteria stated to the actual conditions of Lithuanian railroad operation. In searching for the optimal locomotive power in both directions the arithmetically obtained aver-

age power should not be relied on for the reasons given below. To achieve the required freight turnover in Western direction $\sum A_{west}$, a certain traction power $\sum N_{west}$ is needed. When considering $\sum A_{west}$ and $\sum N_{west}$, we do not take into account the size of the available train or the power of a particular locomotive. It is assumed that the total freight turnover and rolling stock power are known. To maintain the balance of rolling stock flows (based on power), the flow of East – bound rolling stocks should be equal to the flow of West – bound rolling stocks: $\sum N_{east} = \sum N_{west}$, though freight turnover in Western direction is by about 4 times higher: $\sum A_{west} \approx 4 \sum A_{east}$. This means that the flow of locomotives in both directions is determined by freight turnover in Western direction. Therefore, it would be advantageous that the total flow of locomotives be as sparse as possible. To achieve this, rolling stocks should be made up as long as possible. Making up larger trains of lower power per unit mass, means lower total power as well. Therefore, 1900 kW locomotive power per trip in Western direction would not be appropriate for operational considerations. Power and mass of the train should be increased, while the number of trips be decreased.

Table 1

Dependence of an optimum locomotive power on freight turnover

$A, 10^3 \text{ t}$	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
$N, \text{ kW}$	673	927	1163	1301	1387	1808	2008	2240	5253	10091	18313	31687

A – turnover expected, 1000 tons per 24 h;
B – N – recommended locomotive power, kW.

Therefore, taking into account the asymmetry of the flows, we may see that uniform distribution of freight traffic during 24 hours is not rational from the locomotive operation perspective. By concentrating freight traffic, the number of trips may be reduced as well as the total traffic of the required rolling stock power. In this case, it would be advisable to consider a possibility to convey as transit the rolling stocks coming from Bielorrussia, without re – forming them. Their mass usually ranges from 3,800 to 4,500 tons. The locomotive power and power per unit mass could be calculated from the set of equations (10) and (11):

$$\begin{cases} 4500N_t = N, \\ 1026N_t^{-3,191} = N, \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} 3800N_t = N, \\ 1026N_t^{-3,191} = N, \end{cases} \quad (11)$$

A set (10) is used for a mass of a rolling stock being 4,500 tons, while (11) is applied when the mass is 3,800 tons. In both cases, the required number of trips may be formed from the formula:

$$R = A \frac{N_t}{N}. \quad (12)$$

The calculation data are given in table 2. It can be seen from the table, that for West – bound trains 3M62 sections should be used, while for East – bound trains 1M62 section could be applied. Thus, for the rolling stocks of 4,500 tons of mass 8 trips would be made. Based on the total economic effect and from operational considerations it is more rational to use rolling stocks of 4,500 mass in Western direction. This means that compared to the savings achieved by currently used methods the economic effect based on the approach suggested in the present paper would reach 8,924 Lt per 24 hours. For making up 4,500 t rolling stocks the shortest arrival and departure track should be determined by the formula:

$$L = L_{vag} \frac{4500}{84} + 54 + 10, \quad (13)$$

where L_{vag} – wagon length (in this case, 15 m); 84 – wagon mass, ton (with a rolling stock mass equal to 4,500 tons); 54 – length of 3M62 sections, m; 10 – reserve length, m.

Table 2

Results of calculating operational and economic characteristics

Based on optimization results			Applying the results to currently used locomotives (of M62 sections)		Based on currently used method
Western direction					
M, t	3800	4500	3800	4500	3612
N _b , kW/t	0,732	0,703	1,16	0,98	0,8139
N, kW	2781	3163	4410/3528	4410/3528	2940/2352
R	10	8	10	8	10
E, EU/24h	1424387	1425293	1421304	1423330	1425055
Eastern direction					
M, t	872	1090	872	1090	1032
N _b , kW/t	0,732	0,703	1,685	1,349	2,849
N, kW	638	766	1470/1176	1470/1176	2940/2352
R	10	8	10	8	10
E, EU/24h	355708	355877	353889	354654	350379
ΣE, EU/24h	1780153	1781171	177537	177984	1775434
ΔE, EU/24h	4718	5736	−240	2370	0

For the wagon length of 15 m, the shortest arrival and departure track of 870 m was obtained.

Notes: mass of rolling stock, ton, R – number of trips. With two locomotive powers given, the first number refers to the power of a new locomotive, while the second is the actual locomotive power with account of engine wearing. $\sum E$ – the total economic effect of East – and West – bound trains, while ΔE – a difference between this value and that obtained by currently used 2M62 – section locomotives (therefore, it is equal to zero in the last column, $\Delta E = 0$).

Conclusions

When choosing the traction for rolling stocks, freight traffic and its variation should be taken into account.

The variation of daily freight traffic can hardly be determined, however, its average value and range of variation should be defined.

In making up traction rolling stocks the asymmetric character of freight traffic in Western and Eastern directions should be taken into account.

Judging by freight turnover in 1999, with M62 sections used, it would be more economical to use 4,500 ton rolling stocks made up of 3M62 sections in Western direction, while 1M62 section would be sufficient in Eastern – bound trains. This would save 8,924 Lt daily, compared to the results obtained by currently used methods.

Taking into account the asymmetry of traffic flow in Western and Eastern directions, it can be stated that the rational West – bound locomotive power is by 2.7 times higher than that of East – bound locomotive would be.

Since the number of M62 locomotive sections used for East – and West – bound trains is different, the problem of their coming back arises. To solve this problem a number of alternatives should be analyzed, with the most efficient variant chosen (i. e. M62 sections may be taken back by the same train, they may be returned by a special train made up of sections M62, or more complex algorithm for their returning may be developed).

REFERENCES

1. G. Vaičiūnas, L. P. Lingaitis. The influence of asymmetry of streams of loads on the choice of traction rolling-stocks. Transport engineering. 2001. ISSN 1392–1533.
2. A. Kumar. Intelligent Traffic Engineering of Internets: Towards a Model-Based Approach. Lecture Notes in Computer Science. 2001.
3. P. Brucker, S. Heitmann. Scheduling railway traffic at construction site. Or Spectrum. 2001 Volume 24 Issue 1 pp. 19–30. ISSN 1436–6304.
4. T. Erlbeach, M. Gantenbein. On the Complexity of Train Assignment Problems. Lecture Notes in Computer Science. 2001.

Надійшла до редколегії 25.06.04.

ОЦІНКА ВПЛИВУ КУТА НАХИЛУ ПОХИЛОЇ ТЯГИ НА ВЕРТИКАЛЬНУ НАВАНТАЖЕНОСТІ КОЛІСНИХ ПАР ДВОВІСНИХ ВІЗКІВ ЛОКОМОТИВА ПРИ РЕАЛІЗАЦІЇ ТЯГИ

У статті наведено результати теоретичних розрахунків вертикальної навантаженості колісних пар двовісних візків локомотива при стаціонарних режимах його руху зі складом вагонів вантажного поїзда. Оцінюється вплив кута нахилу похилої тяги на різницю навантажень колісних пар візків.

В статье приведены результаты теоретических расчетов вертикальной нагруженности колесных пар двухосных тележек локомотивов при стационарных режимах его движения с составом вагонов грузового поезда. Оценивается влияние угла наклона наклонной тяги на разность нагрузок колесных пар тележек.

The paper provides the outcomes of theoretical calculations of vertical loading of wheelsets of two-axle locomotive bogies with the locomotive running on a stationary mode with a freight train. Evaluation is given to the influence of the slope angle of the inclined roller on the difference of loadings onto the bogie wheelsets.

При розробці і створенні одиниць тягового рухомого складу необхідно вирішувати велику кількість питань, серед яких є пошук науково обґрунтованого призначення параметрів екіпажної частини, що здатні забезпечити найкраще використання показника зчіпної ваги.

Вказаний проблемі присвячено певна кількість робіт [1; 2], спрямованих на найбільш ефективне використання вказаного показника. Одним з напрямків, що забезпечує ефективне використання показника зчіпної ваги, є використання в одиницях тягового рухомого складу похилої тяги. Ця тяга забезпечує передачу тягового зусилля від колісних пар та рам візків до кузова і далі до складу поїзда.

Дана робота присвячується аналізу впливу кута нахилу похилої тяги та вертикальних складових жорсткісних характеристик вузлів спирання у першому та у другому ступенях підвішування електровоза на величини вертикальних зусиль у буксових вузлах. Метою роботи є знаходження таких значень кутів нахилу та жорсткісних характеристик, при яких вертикальні складові зусиль у буксових вузлах обох колісних пар візків при стаціонарному режимі тяги будуть однаковими.

Для розв'язання вказаної задачі розглянуто взаємодія кузова і двох візків у поздовжній площині. На рис. 1–3 наведено розрахункові схеми основних елементів екіпажної частини електровоза, в якому передача тягового зусилля від візків на кузов здійснюється за допомогою похилих тяг.

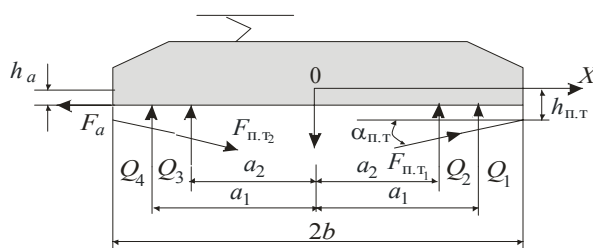


Рис. 1. Кузов електровоза

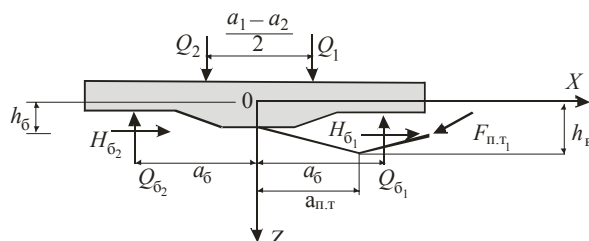


Рис. 2. Рама першого візка електровоза

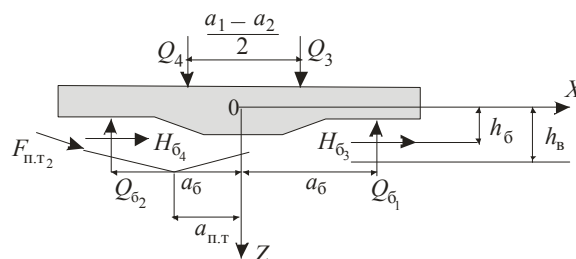


Рис. 3. Рама другого візка електровоза

Якщо припустити, що рух вказаної системи (електровоз зі складом вагонів поїзда) є стаціонарним, то для знаходження залежностей вертикальних зусиль, що виникають у буксових вузлах кріплення при різних кутах нахилу похилої тяги, значеннях сили тяги та значеннях жорстко-

стей буксових вузлів з'єднання, можна обмежитися розглядом умов статичної рівноваги.

Для аналізу поведінки вказаної системи було складено рівняння статичної рівноваги відповідно до розрахункових схем, вказаних на рис. 1–3.

Кузов електровоза

$$F_a = 2F_{п.т} \cos \alpha_{п.т},$$

$$Q_k = \sum_{i=1}^{i=4} Q_i, \quad (1)$$

$$2F_{п.т} (h_{п.т} \cos \alpha_{п.т} + b \sin \alpha_{п.т}) =$$

$$= (Q_4 - Q_1) a_1 + (Q_3 - Q_2) a_2.$$

Перший візок:

$$F_{п.т} = \frac{F_a}{2 \cos \alpha_{п.т}},$$

$$Q_1 + Q_2 - (Q_{\delta_1} + Q_{\delta_2}) + Q_B = F_{п.т} \sin \alpha_{п.т}, \quad (2)$$

$$(Q_{\delta_1} - Q_{\delta_2}) a_6 + (Q_2 - Q_1) \frac{(a_1 - a_2)}{2} =$$

$$= \frac{F_a}{2} (h_B + a_{п.т} \tan \alpha_{п.т} - h_6).$$

Другий візок:

$$F_{п.т} = \frac{F_a}{2 \cos \alpha_{п.т}},$$

$$Q_3 + Q_4 - (Q_{\delta_3} + Q_{\delta_4}) + Q_B = F_{п.т} \sin \alpha_{п.т}, \quad (3)$$

$$(Q_{\delta_3} - Q_{\delta_4}) a_6 + (Q_4 - Q_3) \frac{(a_1 - a_2)}{2} =$$

$$= \frac{F_a}{2} (h_B + a_{п.т} \tan \alpha_{п.т} - h_6).$$

Рівняння зв'язку між переміщеннями та зусиллями:

$$q_1 = Z_K - Z_{B_1} - \varphi_K a_1 + \varphi_{B_1} \frac{(a_1 - a_2)}{2},$$

$$q_2 = Z_K - Z_{B_1} - \varphi_K a_2 - \varphi_{B_1} \frac{(a_1 - a_2)}{2},$$

$$q_3 = Z_K - Z_{B_2} + \varphi_K a_2 + \varphi_{B_2} \frac{(a_1 - a_2)}{2},$$

$$q_4 = Z_K - Z_{B_2} + \varphi_K \cdot a_1 - \varphi_{B_2} \frac{(a_1 - a_2)}{2}.$$

$$q_{\delta_1} = Z_{B_1} - \varphi_{B_1} \cdot a_6,$$

$$q_{\delta_2} = Z_{B_1} + \varphi_{B_1} \cdot a_6, \quad (4)$$

$$q_{\delta_3} = Z_{B_2} - \varphi_{B_2} \cdot a_6,$$

$$q_{\delta_4} = Z_{B_2} + \varphi_{B_2} \cdot a_6.$$

$$Q_1 = k_0 \left[Z_K - Z_{B_1} - \varphi_K a_1 + \varphi_{B_1} \frac{(a_1 - a_2)}{2} \right],$$

$$Q_2 = k_0 \left[Z_K - Z_{B_1} - \varphi_K a_2 - \varphi_{B_1} \frac{(a_1 - a_2)}{2} \right],$$

$$Q_3 = k_0 \left[Z_K - Z_{B_2} + \varphi_K a_1 + \varphi_{B_1} \frac{(a_1 - a_2)}{2} \right],$$

$$Q_4 = k_0 \left[Z_K - Z_{B_2} + \varphi_K a_1 - \varphi_{B_2} \frac{(a_1 - a_2)}{2} \right].$$

$$Q_{\delta_1} = k_6 (Z_{B_1} - \varphi_{B_1} a_6);$$

$$Q_{\delta_2} = k_6 (Z_{B_1} + \varphi_{B_1} a_6),$$

$$Q_{\delta_3} = k_6 (Z_{B_2} - \varphi_{B_2} a_6);$$

$$Q_{\delta_4} = k_6 (Z_{B_2} + \varphi_{B_2} a_6).$$

Якщо розв'язати рівняння (1–3) з врахуванням співвідношень (4) відносно переміщень при сталому режимі руху, то в матричній формі для визначення переміщень, на підставі яких далі будуть визначатися зусилля, отримаємо таку систему рівнянь:

$$A \bar{Z} + \Delta_z = 0, \quad (5)$$

де

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} & a_{16} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} & a_{26} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35} & a_{36} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} & a_{56} \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} \end{bmatrix},$$

$$Z = \begin{bmatrix} Z_K \\ \varphi_K \\ Z_{B_1} \\ \varphi_{B_1} \\ Z_{B_2} \\ \varphi_{B_2} \end{bmatrix}, \quad \Delta_z = \begin{bmatrix} \Delta_{1z} \\ \Delta_{2z} \\ \Delta_{3z} \\ \Delta_{4z} \\ \Delta_{5z} \\ \Delta_{6z} \end{bmatrix}.$$

Значення елементів матриці A:

$$a_{11} = 4k_0, \quad a_{12} = 0, \quad a_{13} = -2k_0, \quad a_{14} = 0,$$

$$a_{15} = -2k_0, \quad a_{16} = 0, \quad a_{21} = 0, \quad a_{22} = 2k_0 (a_1^2 + a_2^2),$$

$$a_{23} = k_0 (a_1 + a_2), \quad a_{24} = -\frac{k_0 (a_1 - a_2)^2}{2},$$

$$a_{25} = -k_0 (a_1 + a_2), \quad a_{26} = -\frac{k_0 (a_1 - a_2)^2}{2},$$

$$\begin{aligned}
a_{31} &= -4k_0, \quad a_{32} = -2k_0(a_1 + a_2), \quad a_{34} = 0, \\
a_{35} &= 0, \quad a_{36} = 0, \quad a_{41} = 0, \quad a_{42} = k_0(a_1 - a_2)^2, \\
a_{43} &= 0, \quad a_{44} = -\left[k_0(a_1 - a_2)^2 + 4k_6 a_6^2\right], \quad a_{45} = 0, \\
a_{46} &= 0, \quad a_{51} = -4k_0, \quad a_{52} = -2k_0(a_1 + a_2), \quad a_{53} = 0, \\
a_{54} &= 0, \quad a_{55} = 4(k_0 + k_6), \quad a_{56} = 0, \quad a_{61} = 0, \\
a_{62} &= k_0(a_1 - a_2)^2, \quad a_{63} = 0, \quad a_{64} = 0, \\
a_{65} &= 0, \quad a_{66} = -\left[k_0(a_1 - a_2)^2 + 4k_6 a_6^2\right].
\end{aligned}$$

Значення прямих частин:

$$\Delta_{1z} = Q_k, \quad \Delta_{2z} = F_a \cdot (h_0 + b \cdot \tan \alpha_{п.т}),$$

$$\Delta_{3z} = F_a \cdot \tan \alpha_{п.т} - Q_b,$$

$$\Delta_{4z} = F_a (h_b - h_6 + a_{п.т} \cdot \tan \alpha_{п.т}),$$

$$\Delta_{5z} = F_a \cdot \tan \alpha_{п.т} - Q_b,$$

$$\Delta_{6z} = F_a \cdot (h_b - h_6 + a_{п.т} \cdot \tan \alpha_{п.т}).$$

При проведенні чисельних розрахунків приймалося, що кут нахилу похилої тяги може змінюватися в межах $3.5^\circ \leq \alpha_{п.т} \leq 10^\circ$, жорсткісні характеристики буксових вузлів з'єднання у вертикальному напрямку та у вузлах спирання кузова на рами візків можуть відрізнятися від проектних значень на 20 %, а значення коефіцієнтів і параметрів системи рівнянь приймалися такими, як у роботі [3] (табл.).

Чисельні значення сил тяги також приймалися різними і відповідними тяговій характеристиці електровоза ДСЗ [3].

Таблиця

Параметр	Значення	Розмірність
a_1	5,480	м
a_2	2,750	м
a_6	1,350	м
$a_{п.т}$	1,450	м
b	7,380	м
h_a	0,950	м
h_b	0,500	м
h_6	0,130	м
h_0	1,365	м
k_0	1100,000	кН/м
k_6	1452,000	кН/м
Q_k	513,800	кН
Q_b	75,400	кН
$\alpha_{п.т}$	$\geq 3,5$ і ≤ 10	$^\circ$
F_a	≥ 0 і ≤ 300	кН

На рис. 4 наведено графічне зображення залежностей різниць вертикальних зусиль (ΔQ_6) у буксових вузлах першого візка при різних значеннях кутів нахилу похилої тяги ($\alpha_{п.т}$) та величин сили тяги F_a на різних швидкостях руху (у другому візку аналогічно).

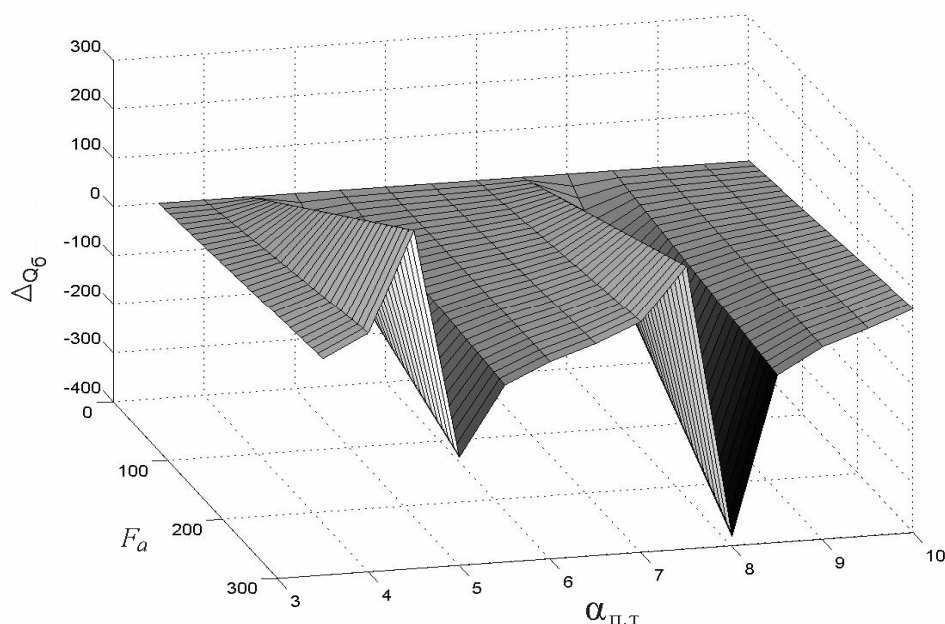


Рис. 4

З наведеного графіка виходить, що зміна величини сили тяги впливає тільки на абсолютні значення відповідних величин і не оказує впливу на ті значення кутів нахилу похилої тяги, при яких значення вертикальних зусиль у буксових вузлах будуть однаковими.

Проаналізуємо наведений графік детальніше з метою визначення кута нахилу похилої тяги,

при якому значення ΔQ_6 буде близьке до нуля. Для цього спроектуємо дану поверхню на площину $\Delta Q_6 = 0 F_a$ (рис. 5). Таким чином, кожна лінія на цій площині являє собою залежність ΔQ_6 від F_a при конкретному значенні кута нахилу $\alpha_{п.т.}$.

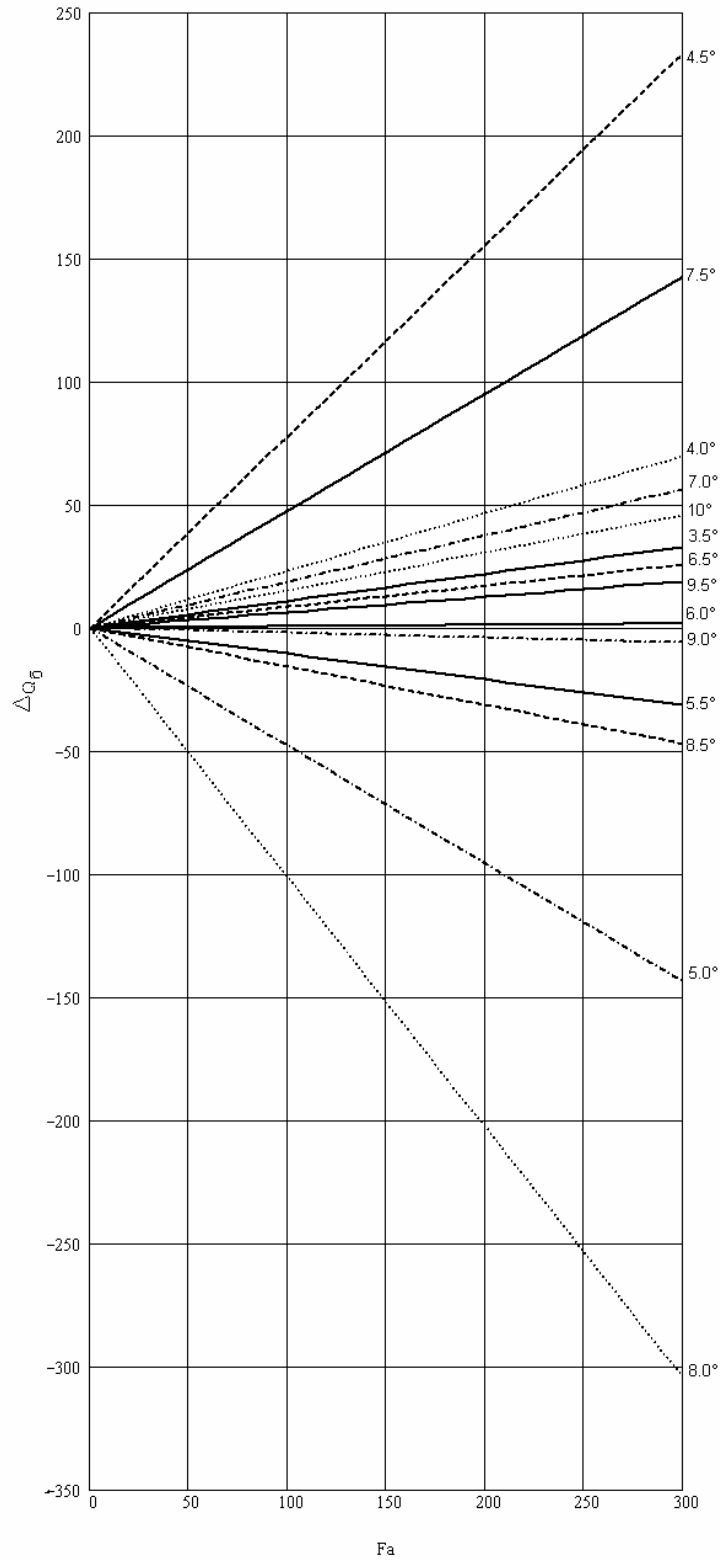


Рис. 5

Аналіз отриманих результатів показує, що для даного електровоза при тих величинах параметрів, які було наведено вище, кут нахилу похилої тяги $\alpha_{п.т.}$, при якому різниця між значеннями вертикальних зусиль у буксових вузлах дорівнює нулю, є 6° .

Далі з'ясуємо, як вертикальні складові характеристик жорсткості вузлів спирання у першому (k_0) та у другому (k_6) ступенях підвішування електровоза ДСЗ впливають на величини вертикальних зусиль у буксових вузлах. Для цього побудуємо поверхню, яка буде зображувати залежність ΔQ_6 від k_0

і k_6 , що змінюються у межах від 1 до 20 % відносно номінальних величин (рис. 6). Зафіксуємо $\alpha_{п.т.}$ і F_a та надамо їм значення 6° та 200 кН відповідно. Відмітимо, що при прийнятих $\alpha_{п.т.}$ і F_a та номінальних значеннях k_0 і k_6 ΔQ_6 дорівнює 1,118 кН. З отриманого графіка видно, що мінімальне значення ΔQ_6 дорівнює 1,05 кН, що несуттєво відрізняється від значення, отриманого при номінальних величинах вертикальних характеристик жорсткостей вузлів спирання у першому та у другому ступенях підвішування.

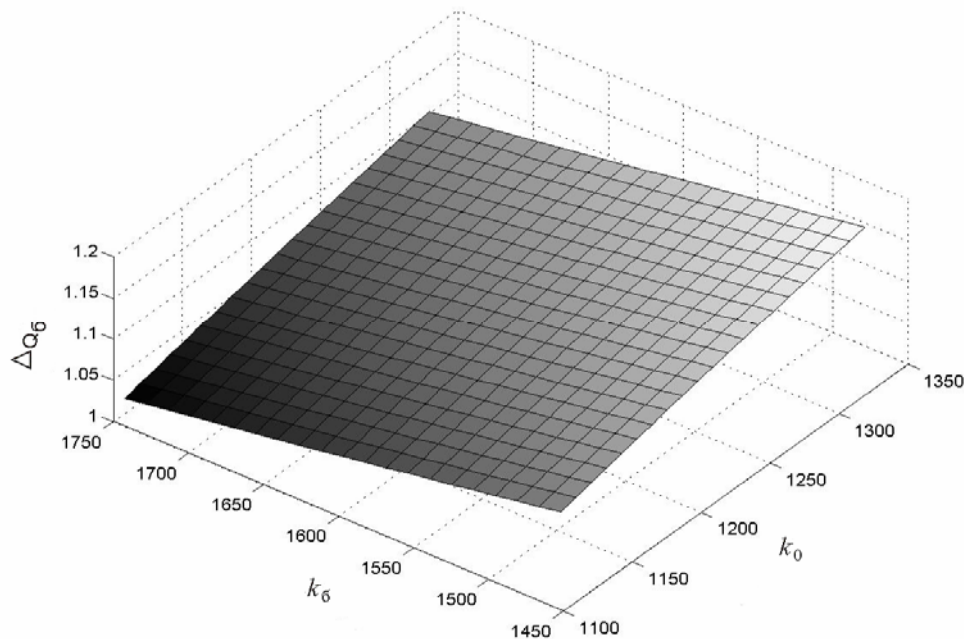


Рис. 6

У роботі [3] показано, що при зменшенні кута нахилу похилої тяги зменшуються і динамічні складові вертикальних зусиль у першому та другому ступенях підвішування при зрушеннях з місця електровоза з асинхронними тяговими двигунами у складі вантажного поїзда і, таким чином, виявляється меншим динамічне навантаження. В цьому випадку виявилось, що найкращі значення кута нахилу похилої тяги $\alpha_{п.т.}$ – $3,5^\circ$ та 6° .

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Гордиенко П. И. Новое представление об образовании силы тяги и коэффициенте сцепления электроподвижного состава // Железные дороги мира. 1999. – № 4. – С. 37–40.
2. Некрасов О. А. О коэффициенте сцепления грузовых электровозов в области ослабления возбуждения тяговых двигателей // Вести. ВНИИЖТ. 1946. – № 2. – С. 21–24.
3. Бондарев О. М. Навантаженість вузлів електровоза з асинхронними тяговими двигунами // Залізничний транспорт України. 2003. – № 6. – С. 63–71.

Надійшла до редколегії 15.06.04.

ВОСПРОИЗВЕДЕНИЕ РЕАЛЬНЫХ ВИБРАЦИЙ ЭЛЕМЕНТОВ И ОБОРУДОВАНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

У статті розглянуто методи відтворення в процесі проведення стендових вібраційних випробувань вібрацій, які сприймаються несучими конструкціями рухомого складу.

В статье рассмотрены методы воспроизведения в процессе проведения стендовых вибрационных испытаний вибраций, воспринимаемых несущими конструкциями подвижного состава.

The article considers the methods of reproduction of vibrations, perceived by bearing structures of the rolling stock, in the course of stationary vibration tests.

Проблема воспроизведения натуральных колебаний элементов и узлов подвижного состава актуальна при проведении их стендовых вибрационных испытаний на реальные эксплуатационные вибрации. Воссоздание действительных нагрузок, действующих на объекты вибрационных испытаний, является одним из путей обеспечения автономности процесса их нагружения. Решение этой проблемы может свидетельствовать о создании систем ускоренных и форсированных вибрационных испытаний, учитывающих частотные характеристики испытываемых элементов и воспроизводящего вибрации оборудования.

Рекомендованный стандартом [1] способ испытаний металлоконструкций на реальные эксплуатационные вибрации не расширен далее общей декларации. Это связано с тем, что воспроизведение вибраций (а также иных факторов нагружения силового, инерционного или деформационного характера) сталкивается с существенным отклонением сигнала от эталона при его воспроизведении. Погрешности воспроизведения испытательных сигналов при проведении стендовых вибрационных испытаний обусловлены нелинейностью передаточных функций (ПФ), применяемых для этого вибрационных стендов (ВС), а также влиянием на ПФ системы воспроизведения вибраций самих объектов испытаний.

В работе [2] предложена математическая модель системы управления вибрационными испытаниями, позволяющая компенсировать нелинейность амплитудно- и фазочастотной характеристик (АЧХ и ФЧХ) передаточной функции системы «вибростенд-объект испытаний» для обеспечения ее идеального характера в рабочем диапазоне частот. Вид идеальных характеристик тракта воспроизведения вибра-

ций приведен на рис. 1. При этом АЧХ $H(f)$ должна быть постоянной вплоть до максимальной рабочей частоты f_p , а фазовый сдвиг $\varphi(f)$ гармоник воспроизводимого сигнала – минимальным при прохождении сигнала через тракт воспроизведения вибраций.

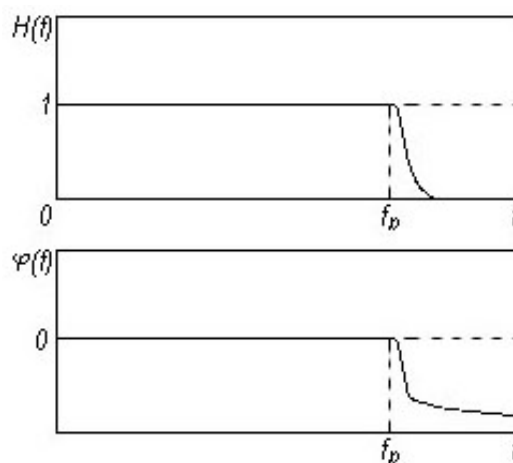


Рис. 1. Идеальная передаточная функция тракта воспроизведения вибраций

Характеристики тракта воспроизведения вибраций вне рабочей области частот $f > f_p$ в принципе не оговариваются, однако, рациональным и желательным является подавление сигнала в этом диапазоне с одновременным обеспечением устойчивости системы.

В соответствии с [2] тракт воспроизведения вибраций с помощью ВС описывался в частной области соотношением

$$Y(f) = W_c(f) X(f), \quad (1)$$

где $Y(f)$ – спектр выходного сигнала перемещения стола (ВС); $W_c(f)$ – передаточная функ-

ция (ПВ) системы «вибростенд-объект испытаний» (далее – системы); $X(f)$ – спектр входного сигнала, подлежащего воспроизведению.

В систему включался блок коррекции (БК) передаточной функции ВС, наличие которого учитывалось дополнением уравнения (1) соответствующей передаточной функцией

$$Y(f) = W_c(f)W_y(f)X(f), \quad (2)$$

где $W_y(f)$ – передаточная функция реакции ПФ системы «вибростенд-объект испытаний». Физически БК был выполнен на базе компьютера, оборудованного блоком устройств связи с объектом (УСО), реализованным с использованием адаптеров аналогового ввода-вывода.

Очевидным соотношением, позволяющим решить проблему компенсации искажений сигнала, связанную с нелинейностью ПФ тракта воспроизведения сигнала, являлось равенство

$$W_y(f)W_c(f) \equiv 1, \quad f = f_n, f_p, \quad (3)$$

где (3) f_n – нижняя граница рабочего диапазона частот системы, определяемая типом используемого оборудования.

Таким образом, для воспроизведения реальных вибраций (в данном случае перемещений стола ВС) необходимо было синтезировать устойчивый блок управления с ПФ, обратной ПФ тракта воспроизведения системы «вибростенд-объект испытаний».

Данная задача решалась путем идентификации передаточной функции $W_c(f)$ тракта воспроизведения вибраций [3]. Однако для тестирования системы, в отличие от указанного источника, применялось не гармоническое возмущение с плавающей частотой, а случайное возмущение типа «белого шума» в рабочем диапазоне частот. Это позволяло сократить время тестирования системы, а также снизить вероятность перегрузки объекта испытаний при возбуждении его колебаний на резонансных частотах.

Результатом тестирования системы являлись:

- оценки ее передаточной функции

$$W_c(f) = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m \frac{Y_k(f)X_k^*(f)}{|X_k(f)|^2},$$

где m – количество циклов тестирования системы путем подачи на ее вход тестового сигнала $X_k(f)$; $X_k^*(f)$ – комплексно сопряженная функция Фурье-преобразования процесса $X_k(f)$ во время проведения k -го цикла тести-

рования системы; $|*|$ – модуль комплексной функции; $Y_k(f)$ – преобразование Фурье отклика системы (контролируемой величины перемещения стола вибростенда и т. п.) при проведении k -го цикла тестирования системы;

- импульсной функции отклика

$$h(t) = \int_{-\infty}^{\infty} W_c(f) \exp(j\omega t) d\omega,$$

где ω – круговая частота;

- функции когерентности

$$\gamma^2(f) = \frac{W_c(f)}{X(f)Y(f)},$$

где $X(f)$ – спектр входного тестового сигнала; $Y(f)$ – спектр выходного сигнала системы.

Функция когерентности являлась критерием качества идентификации передаточной функции и функции отклика системы.

Одновременно с этим для контроля качества идентификации ПФ может быть использован показатель когерентности в форме

$$\gamma^* = \frac{\int_{f_n}^{f_p} \frac{W_c(f)}{X(f)Y(f)} df}{f_p - f_n},$$

который представляет собой среднее значение функции когерентности в пределах рабочего диапазона частот. В сочетании с функцией когерентности он дает полное представление о достоверности и качестве идентификации ПФ системы «вибростенд-объект испытаний».

Для реализации БК с передаточной функцией $W_y(f)$ синтезировался линейный цифровой корректирующий фильтр (ЦКФ) вида

$$y'(t) = \sum_{i=0}^n a'_i x(t - ih) - \sum_{i=1}^n b'_i y(t - ih),$$

где n – порядок ЦКФ; a'_i , b'_i – коэффициенты фильтра, подлежащие определению; y' – промежуточный выходной (предварительно искаженный фильтром, предсказанный) сигнал; h – шаг квантования процессов по времени.

Передаточная функция ЦКФ имела вид

$$W_y(f) = W_c^{-1}(f) = \frac{\sum_{i=0}^n a'_i e^{-2\pi f i h}}{\sum_{i=0}^n b'_i e^{-2\pi f i h}}. \quad (4)$$

Для определения параметров ЦКФ предварительно строился прямой цифровой фильтр, описывающий ПФ системы «вибростенд-объект испытаний». Его передаточная функция $W_{\phi}(f)$ должна с достаточной точностью описывать ПФ $W_c(f)$ идентифицируемой системы. Тогда в соответствии с (4)

$$W_{\phi}(f) = \frac{\sum_{i=0}^n b_i e^{-2\pi f i h}}{\sum_{i=0}^n a_i e^{-2\pi f i h}}. \quad (5)$$

Коэффициенты a_i и b_i определялись путем минимизации функционала погрешности аппроксимации ПФ системы методами нелинейного программирования [4]

$$\varepsilon(a_0, \dots, a_n, b_1, \dots, b_n) = \sum_{\omega} [W_{\phi}(\omega) - W_c(\omega)]^P \rightarrow \min,$$

где P – положительный четный показатель степени.

Различие в обозначениях коэффициентов в выражениях (4) и (5) не случайно, хотя они в соответствии с (3) могли быть определены путем простой инверсии. Однако в случае, когда цифровой фильтр, описывающий поведение системы, устойчив, обратный ему фильтр ЦКФ оказывается, как правило, неустойчивым (физически нереализуемым) [5]. Является очевидным, что устойчивость ЦКФ (4) определяется свойствами корней полинома знаменателя его передаточной функции (полюсами фильтра).

Обеспечить устойчивость ЦКФ можно, воспользовавшись процедурой инверсии полюсов, описанной в [5].

Общий алгоритм процесса коррекции ПФ системы «вибростенд-объект испытаний» приведен на рис. 2.



Рис. 2. Алгоритм коррекции нелинейности передаточной функции системы «вибростенд-объект испытаний»

После достаточно непродолжительного тестирования системы и идентификации ее ПФ управляющий компьютер отключался от УСО и производил определение сначала коэффициентов a_i и b_i прямого фильтра, затем a'_i и b'_i – обратного (ЦКФ). После этого предварительно оцифрованный динамический процесс подвергался цифровой фильтрации с помощью ЦКФ и подавался на вход аналоговой части системы. Этим обеспечивалось правильное воспроизведение испытательного сигнала через ВС.

Рассмотренная выше система предназначалась для воспроизведения перемещений объекта испытаний, связанного с перемещениями стола ВС. Перемещения объекта могли быть получены путем математического моделирования колебаний транспортного экипажа или в результате проведения специальных натурных экспериментальных исследований.

Недостатком рассмотренной системы являлось то, что ее практическое применение сталкивается с необходимостью получения абсолютных перемещений исследуемого объекта, что не всегда целесообразно или возможно.

Для расширения сферы применения предложенного способа воспроизведения вибраций рассмотрим принципиальные возможности создания требуемого напряженно-деформированного состояния элементов и узлов конструкций подвижного состава. Оно может быть реализовано следующим образом:

- силовое (деформационное) воздействие на объект испытаний, когда напряжения (или в данном случае пропорциональное ему усилие F) в конструкции пропорциональны перемещениям штока силового возбудителя ВС;
- воздействие на объект испытаний инерционными нагрузками, при котором напряжения в конструкции пропорциональны ускорениям объекта испытаний $\ddot{x}_m$.

Указанные способы нагружения конструкций проиллюстрированы на простых «пружинно-массовых» аналогах, приведенных на рис. 3.

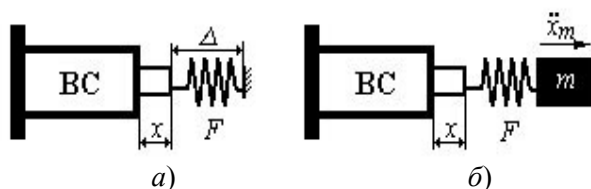


Рис. 3. Иллюстрация к созданию напряженно-деформированного состояния объектов стендовых вибрационных испытаний:
а) – деформационное воздействие;
б) – инерционное воздействие

При деформационных воздействиях (см. рис. 3 а) описанная выше система успешно применялась и обеспечивала при этом весьма удовлетворительное качество воспроизведения вибраций. Поэтому особый интерес представляет случай (см. рис. 3 б) при необходимости воспроизведения заданного ускорения элемента конструкции подвижного состава. Это обусловлено тем, что входное управляющее воздействие на систему «вибростенд-объект испытаний» пропорционально перемещению стола ВС, поэтому в передаточной функции системы появляется включенное последовательно звено идеального двойного дифференциатора W_d с передаточной функцией

$$W_d = j^2 \omega^2, \quad (6)$$

где j – мнимая единица.

В связи с этим в передаточной функции ЦКФ присутствует звено идеального двойного

интегратора с ПФ $W_{\text{и}}$, обратной передаточной функции (6), а именно

$$W_{\text{и}} = \frac{1}{j^2 \omega^2}. \quad (7)$$

Тракт воспроизведения такой системы может быть представлен в виде, показанном на рис. 4.

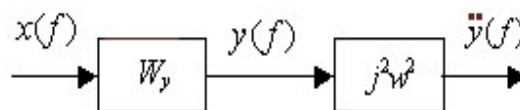


Рис. 4. Блок-схема ПФ системы с идентификацией по ускорению объекта испытаний

Ввиду неопределенности ПФ ЦКФ в области инфранизких (близких к $f = 0$) частот, это делает затруднительной прямую идентификацию ЦКФ такой системы.

Для решения указанной задачи предлагается метод идентификации фиктивного перемещения объекта испытаний.

При этом идентификации ПФ системы включает в себя следующие этапы:

- идентификация по ПФ системы $W_{yy}(f)$, где выходом является ускорение объекта испытаний;
- выполнение двойного интегрирования ПФ в частотной области, исключая частоты, при которых возникает неопределенность как

$$W_{y\phi} = \frac{W_{yy}}{j^2 \omega^2}, \quad f = f_n \div f_p;$$

- в результате данной операции вычисляется фиктивная ПФ $W_{y\phi}(f)$, выходом которой является перемещение места установки датчика ускорений;
- коррекция ПФ в области инфранизких частот $f < f_n$. В простейшем случае, когда минимальная из собственных частот системы «вибростенд-объект испытаний» достаточно велика, она может быть выполнена как:

$$W_y(f \leq f_n) = W_{y\phi}(f_n),$$

$$W_y(f > f_n) = W_{y\phi}(f).$$

Блок-схема предлагаемого метода идентификации ПФ приведена на рис. 5.

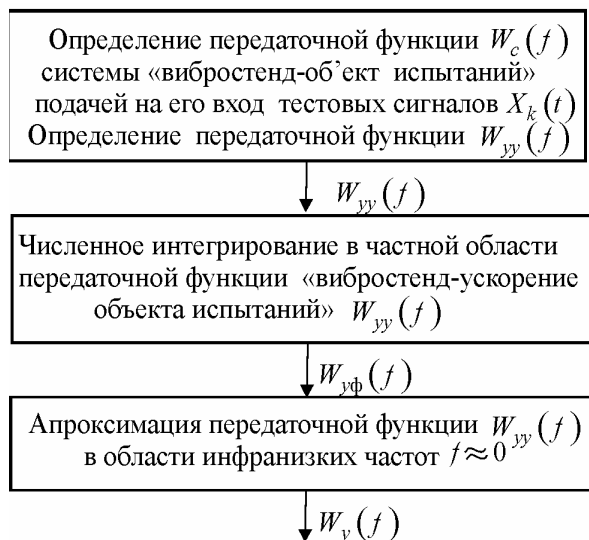


Рис. 5. Блок-схема идентификации фиктивного перемещения объекта испытаний

Описанный метод использован для воспроизведения полусинусоидальных импульсов ускорения. В качестве силовозбудителя использовался электрогидравлический вибрационный стенд фирмы «Shenk» усилием 200 кН совмест-

но с его стойкой управления. Результаты идентификации фиктивного перемещения стола вибростенда с объектом испытаний приведены на рис. 6–8. Как видно из представленной информации, предлагаемый метод обеспечивает удовлетворительное качество идентификации ПФ системы в рабочей области частот (0...60 Гц). По результатам выполненной идентификации определена импульсная функция отклика, приведенная на рис. 9. После определения параметров ЦКФ были выполнены натурные эксперименты по нагружению объекта испытаний импульсами, параметры которых приведены в таблице.

Таблица

Параметры нагружения объекта испытаний

№ пп	Длительность импульса, мс	Амплитуда импульса, g	Период сле- дования им- пульсов, мс
1	30	2,3	1000
2	100	1,5	600

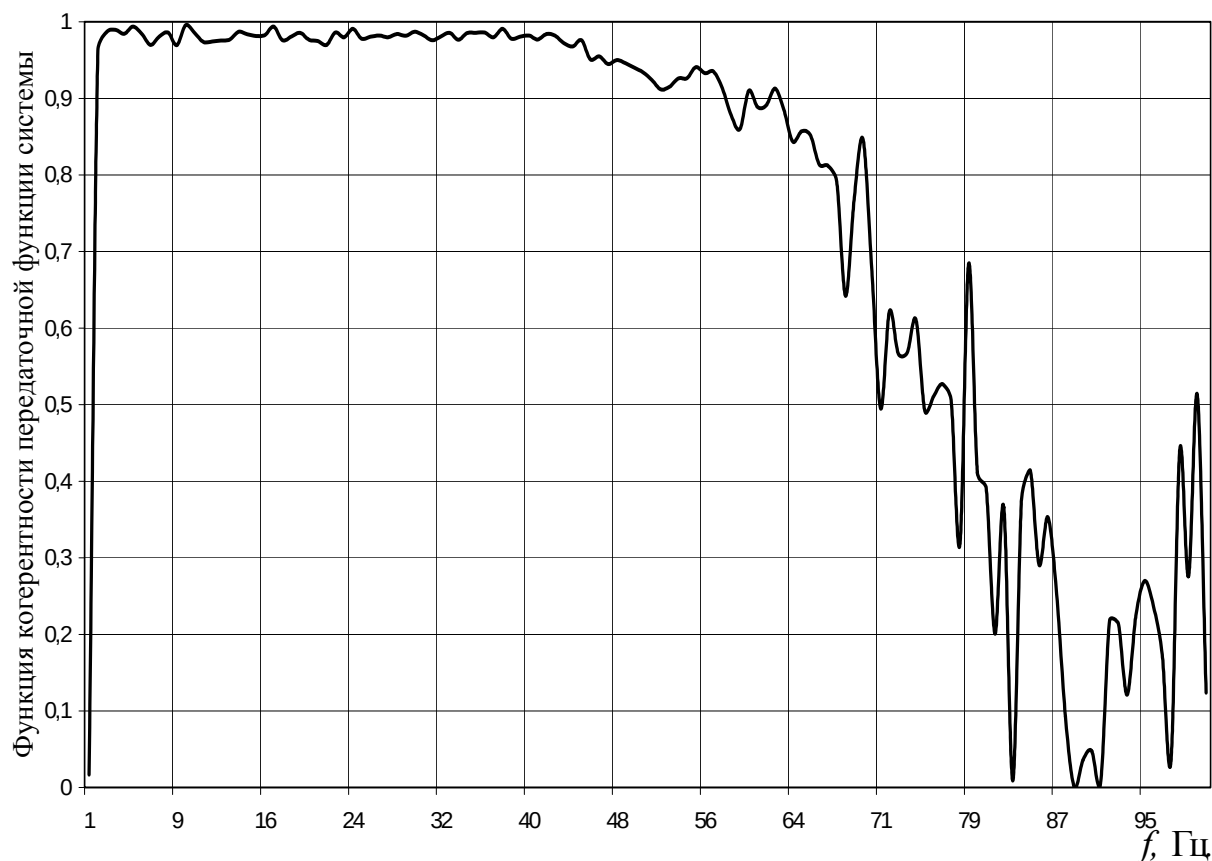


Рис. 6. Функция когерентности $\gamma(f)$ ПФ вибростенда с объектом испытаний, идентифицированная по его ускорению

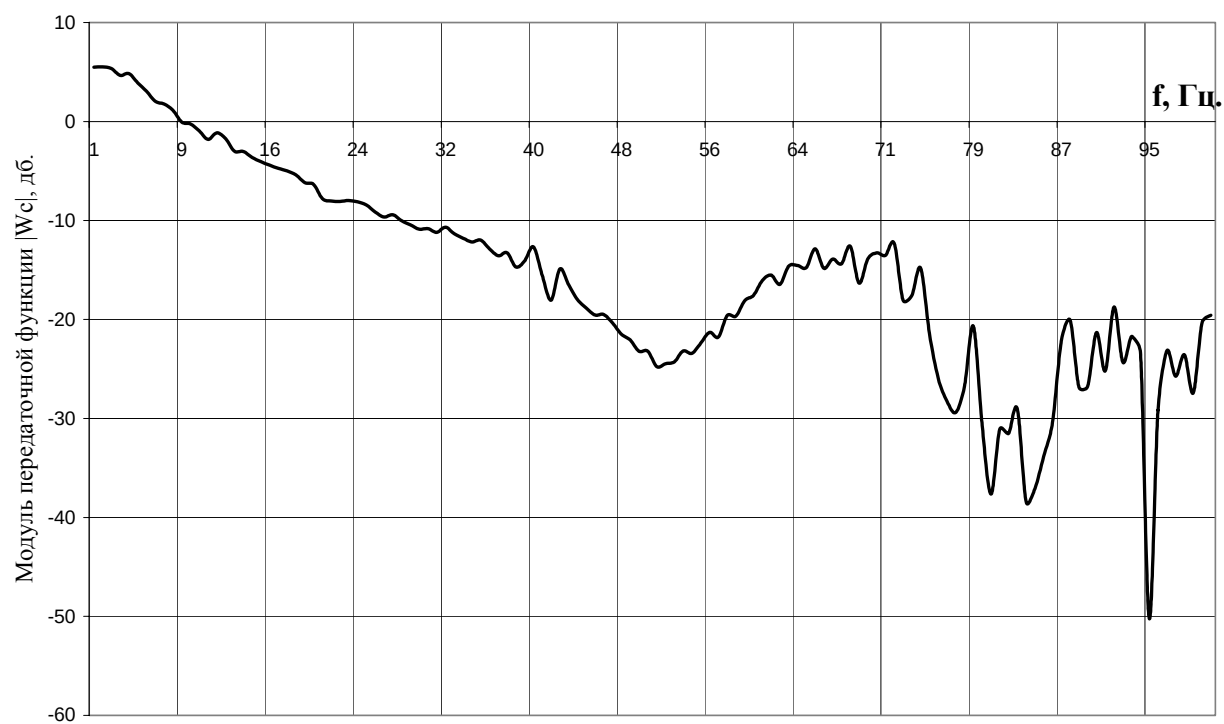


Рис. 7. Амплитудно-частотная характеристика $H_c(f)$ ПФ вибростенда с объектом испытаний, идентифицированная по его ускорению



Рис. 8. Фазочастотная характеристика $\varphi_c(f)$ ПФ вибростенда с объектом испытаний, идентифицированная по его ускорению

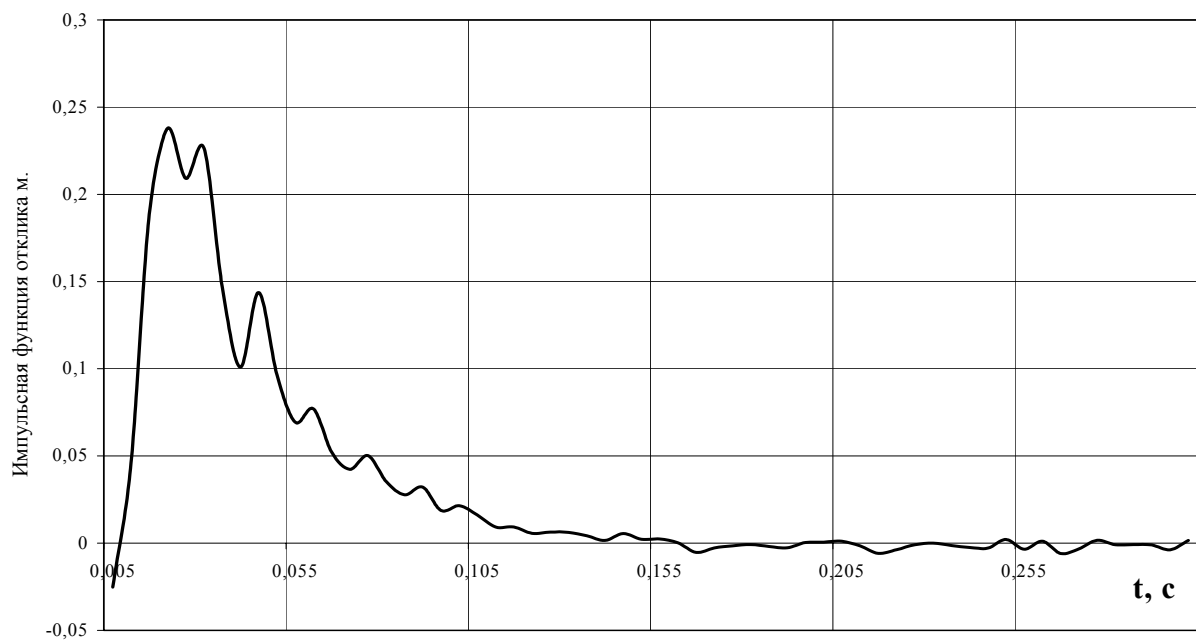


Рис. 9. Импульсная функция отклика $h(f)$ системы

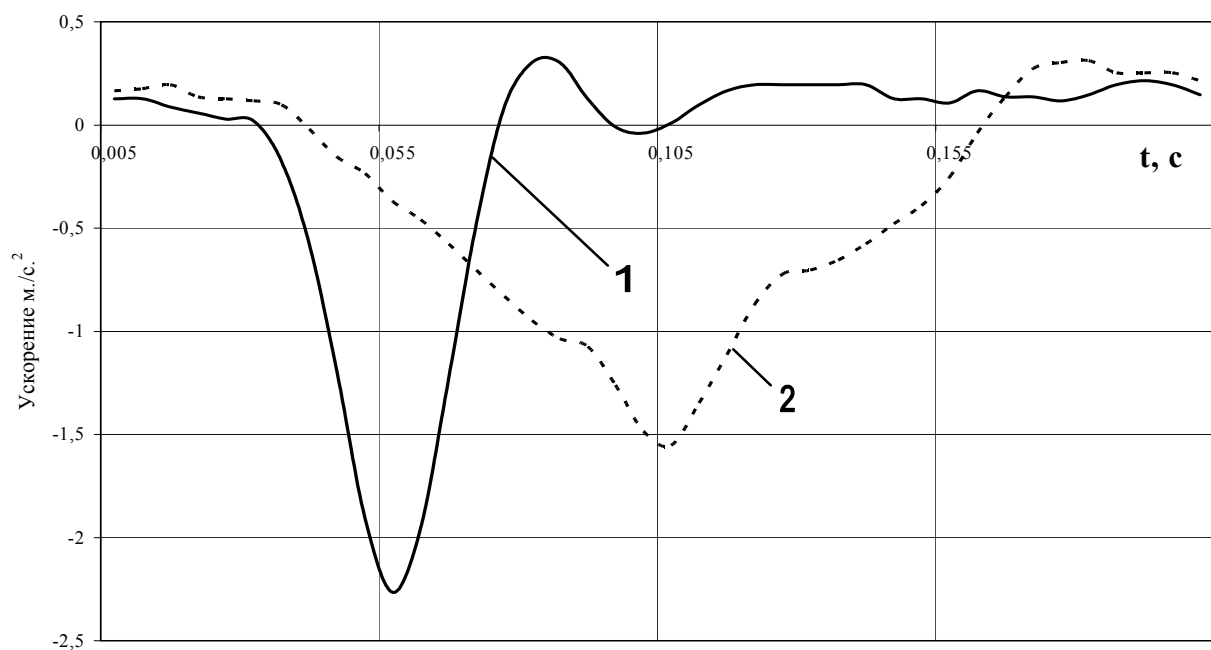


Рис. 10. Полусинусоидальные импульсы ускорения, воспроизведенные на электрогидравлическом вибростенде:

1 – импульс длительностью 30 мс; 2 – импульс длительностью 100 мс

Результаты воспроизведения импульсов показаны на рис. 10, а сравнительная оценка спектров воспроизводимых сигналов – на рис. 11. Следует отметить, что на качество воспроизведения сигналов при идентификации ПФ тракта воспроизведения по ускорениям объекта испытаний сильное влияние оказывают

посторонние воздействия (вибрации пульсатора от неравномерности давления масла, качество работы сервоклапанов пульсаторов, механические вибрации, передающиеся через силовой пол и т. д.). В связи с этим погрешность воспроизведения сигнала на некоторых гармониках достигает 10...12 дБ.

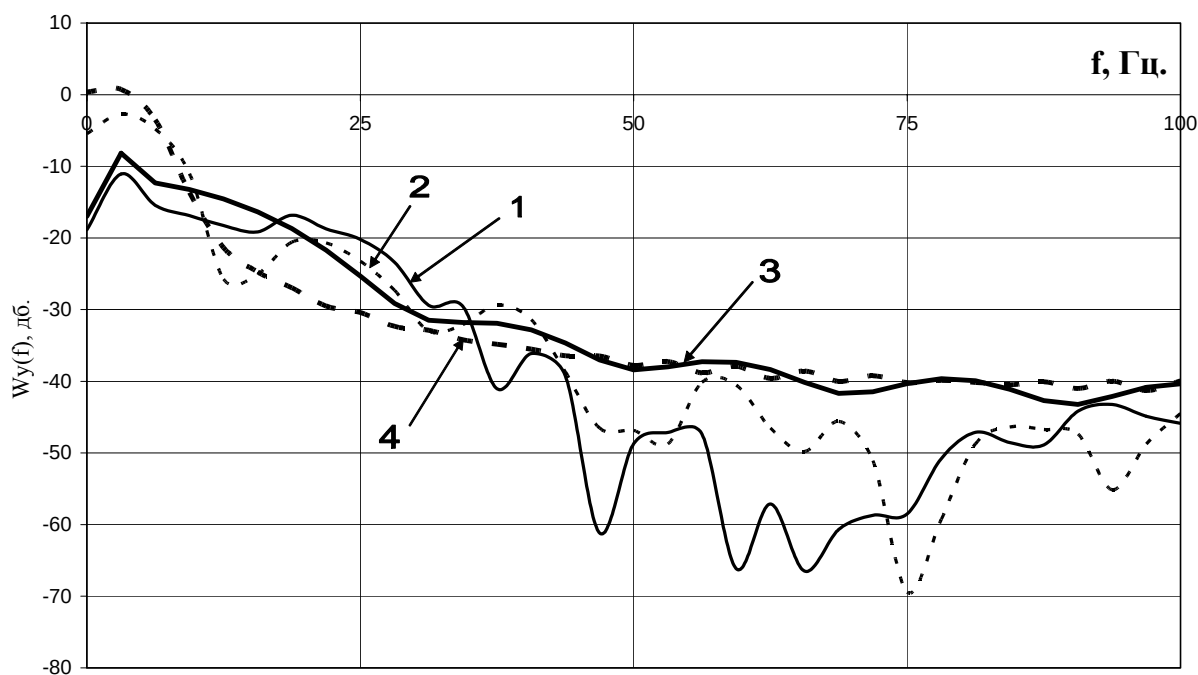


Рис. 10. Сравнение спектров воспроизведенных и эталонных сигналов:
1 – импульс 30 мс, воспроизведенный; 2 – импульс 30 мс, эталон; 3 – импульс 100 мс, воспроизведенный;
4 – импульс 100 мс, эталон

Список сокращений

ПФ – передаточная функция;
АЧХ – амплитудно-частотная характеристика;
БК – блок коррекции амплитудно-частотной характеристики;
ЦКФ – цифровой корректирующий фильтр;
ВС – вибростенд;
ФЧХ – фазочастотная характеристика;
УСО – устройство связи с объектом.

Выводы

Исследование возможности применения системы воспроизведения реальных вибраций для создания желаемого напряженно-деформированного состояния элементов и конструкций подвижного состава показывает:

1. В качестве величин, по изменению которых формируется желаемое напряженно-деформированное состояние конструкции, наряду с перемещениями и усилиями могут быть использованы скорости и ускорения элементов конструкций.

2. При идентификации передаточной функции системы «вибростенд-объект испытаний» по ускорениям исследуемого объекта, на качество воспроизведения большое влияние оказывают посторонние воздействия вибрационного характера.

3. Испытание системы, основанной на идентификации ПФ системы по ускорениям точек объекта испытаний, показало возможность её использования для воспроизведения реальных вибраций конструкций подвижного состава.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 25.507-85. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытаний на усталость при эксплуатационных режимах нагружения: Общие требования. – М.: Госкомстандарт, 1985. – 32 с.
2. Блохин Е. П. Способ воспроизведения вибраций элементов железнодорожных вагонов при их стендовых испытаниях / Е. П. Блохин, А. И. Паламаренко, В. Л. Горобец // Динамика поезда и подвижного состава железных дорог: Сб. научн. тр. – Д.: ДИИТ, 1990. – С. 65–73.
3. Гроп Д. Методы идентификации систем. – М.: Мир, 1979. – 302 с.
4. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. – М.: Мир, 1975. – 534 с.
5. Капеллини В. Цифровые фильтры и их применение / В. Капеллини, А. Дж. Константи́нидис, П. Эми́лиани и др. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 360 с.

Поступила в редколлегию 08.04.04.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ФОРМИ ЗНОШЕНИХ ДЕТАЛЕЙ СИСТЕМИ СПРЯЖЕННЯ «ШИЙКА ОСІ КОЛІСНОЇ ПАРИ – ВНУТРІШНЄ КІЛЬЦЕ ПІДШИПНИКА»

У статті викладено математичну модель та результати імовірнісних експериментальних та теоретичних досліджень величини зносу внутрішньої поверхні внутрішнього кільця підшипника та шийки осі колісної пари електровозів серії ВЛ. Запропоновано нову технологію відновлення натягу системи шляхом електролітичного осадження цинку імпульсно-реверсивним струмом. Наведено параметри струму та результати попередніх лабораторних досліджень міцності пресового з'єднання.

В статье описана математическая модель и результаты вероятностных экспериментальных и теоретических исследований величины износа внутренней поверхности внутреннего кольца подшипника и шейки оси колесной пары электровозов серии ВЛ. Предложена новая технология восстановления натяга системы путем электролитического осаждения цинка импульсно-реверсивным током. Приведены параметры тока, а также результаты предварительных лабораторных исследований прочности прессового соединения.

The article describes a mathematical model and the results of the probabilistic experimental and theoretical research of the degree of wear of the inside surface of bearing rings and wheelset neck of the VL series electric locomotives. A new technology of system tightness restoration has been proposed by means of electrolytic precipitation of zinc by impulse/reverse currents. The parameters of the current and the result of preliminary laboratory strength tests of the pressed connections have been provided.

На рухомому складі залізниць широкого розповсюдження набуло з'єднання з гарантованим натягом завдяки простоті своєї конструкції, технології виготовлення та високій надійності. Цей вид з'єднання дозволяє вузлам працювати у надзвичайно важких динамічних умовах. Яскравим представником таких з'єднань є система «шийка осі колісної пари – внутрішнє кільце підшипника», яка широко застосовується для виготовлення буксових вузлів вагонів, тепловозів і електровозів серій ВЛ, ЧС, які експлуатуються на залізницях України.

На міцність пресового з'єднання великий вплив має відхилення геометрії деталей від правильної циліндричної форми, що залежить від багатьох факторів: точності та якості нових деталей спряження; величини та характеру навантаження вузла; точності та технології монтажу та демонтажу вузла тощо. Для гладких циліндричних деталей таких як шийка осі та внутрішнє кільце підшипника найбільш частими дефектами можуть бути: відхилення контура поперечного перерізу кола (овальність чи огранка); відхилення контура поздовжнього перерізу циліндричної деталі (конусність чи хвилеподібність твірної) тощо. Зазначені відхилення від правильної геометрії форми сполучених деталей можуть викликати збільшення чи зменшення несучої здатності пресових з'єднань. Цей факт викликав необхідність у досконалому вивченні процесу

зносу та визначення параметричної надійності з'єднання, результати яких викладено в роботах [1; 2]. У цих роботах моделі зносу створювалися лише з позиції окремо взятих овальності [1] та конусності [2]. Насправді макропрофіль деталей вузла в процесі зносу набуває складної геометричної форми, яку можна описати як мультиплікативну похибку, тобто коли нециліндричність виступає як функція двох більш простих похибок овальності чи огранки і хвилеподібності профілю поздовжнього перерізу. У цьому випадку похибку форми (рис. 1) можна записати у вигляді:

$$\xi_{\text{ш}}(\varphi, z) = r_{\text{ш.ср}} + x_{\text{ш}} \cos\left(k\varphi + \psi_{\text{ш}}^{(k)}\right) \times \cos\left(\frac{2\pi n}{L}z + m^{(n)}\right), \quad (1)$$

де $r_{\text{ш.ср}}$ – середній радіус шийки; $x_{\text{ш}}$ – амплітуда відхилення розміру циліндричної деталі; $\psi_{\text{ш}}^{(k)}$ – початкова фаза k -ої гармоніки поперечного перерізу шийки осі; $m^{(n)}$ – початкова фаза n -ої гармоніки поздовжнього перерізу шийки осі; L – довжина циліндричної деталі; k, n – кількість гармонік відповідно у поперечному і поздовжньому перерізах; φ – кут обертання полярного радіуса; z – координата переміщення полярного радіуса в поздовжньому перерізі.

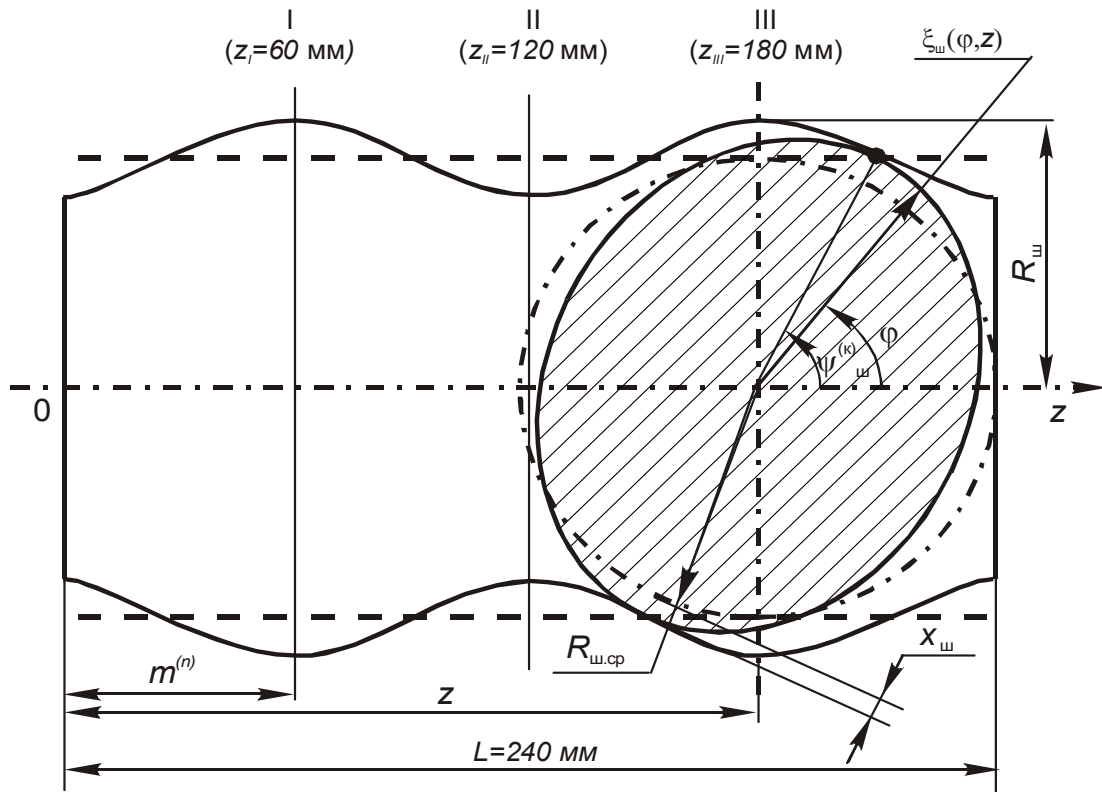


Рис. 1. Розміри шийки осі колісної пари з врахуванням похибки в поздовжньому і поперечному перерізах

Перша складова правої частини виразу (1) є випадковою величиною, яка описує похибку радіуса середнього циліндра і визначається як середнє значення функції (1), тобто ця величина визначає відхилення розміру.

Друга складова, тобто випадкова функція

$$x_{ш} \cos(k\varphi + \psi_{ш}) \cos\left(\frac{2\pi n}{L} z + m_n\right)$$

подає відхилення поточного розміру по куту повороту і осі деталі, отже, визначає похибку форми в поперечному і поздовжньому перерізах.

Використавши формулу добутку двох тригонометричних функцій та застосувавши центральну граничну теорему [3], отримаємо закон розподілення функції похибки $\xi_{ш}(\varphi, z)$ для шийки осі колісної пари електровозів серії ВЛ. Цей закон розподілення є гауссовим:

$$f(\xi_{ш}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\xi_{ш}}} \exp\left[-\frac{(\xi_{ш} - m_{\xi_{ш}})^2}{2\sigma_{\xi_{ш}}^2}\right], \quad (3)$$

де $m_{\xi_{ш}}$ – математичне сподівання поточного розміру $\xi_{ш}$; $\sigma_{\xi_{ш}}$ – середньоквадратичне відхилення поточного розміру $\xi_{ш}$.

Визначимо математичне сподівання і дисперсію закону розподілення функції похибки циліндричної деталі. Застосуємо операції математичного сподівання M і дисперсії D до виразу (1):

$$M_{\xi_{ш}}(\varphi, z) = m_r + m_{x_{ш}} M\left[\cos(k\varphi + \psi_{ш}) \times \cos\left(\frac{2\pi n}{L} z + m_n\right)\right], \quad (4)$$

$$D_{\xi_{ш}}(\varphi, z) = D[r_{ср.ш}] + D[x_{ш}] D\left[\cos(k\varphi + \psi_{ш}) \times \cos\left(\frac{2\pi n}{L} z + m_n\right)\right], \quad (5)$$

Застосовуючи теореми числових характеристик [3] і врахувавши що

$$M\left[\cos(k\varphi + \psi_{ш})\right] = \int_0^{2\pi} \frac{\cos(k\varphi + \psi_{ш})}{2\pi} d\psi_{ш} = 0,$$

$$M\left[\cos\left(\frac{2\pi n}{L} z + m_n\right)\right] = \int_0^{2\pi} \frac{\cos\left(\frac{2\pi n}{L} z + m_n\right)}{2\pi} d\psi_{ш} = 0,$$

$$D\left[\cos(k\varphi + \psi_{ш})\right] = \int_0^{2\pi} \frac{\cos^2(k\varphi + \psi_{ш})}{2\pi} d\psi_{ш} = \frac{1}{2},$$

$$D\left[\cos\left(\frac{2\pi n}{L}z + m_n\right)\right] = \int_0^{2\pi} \frac{\cos^2\left(\frac{2\pi n}{L}z + m_n\right)}{2\pi} d\psi_{\text{ш}} = \frac{1}{2},$$

отримаємо вирази для визначення математичного сподівання та середньоквадратичного відхилення. Для отримання їх чисельних значень використаємо результати експериментальних досліджень, що були проведені на ремонтних підприємствах залізничного транспорту:

$$M_{\xi_{\text{ш}}}(\varphi, z) = m_{\xi_{\text{ш}}} = m_r = 89,97581 \text{ мм};$$

$$D_{\xi_{\text{ш}}}(\varphi, z) = \sigma_{\xi_{\text{ш}}}^2 = \sigma_r^2 + \frac{\sigma_{xk}^2 + m_{xk}^2}{4} = 0,0314^2 + \frac{0,004^2 + 0,01157^2}{4} = 0,00102 \text{ мм}^2;$$

$$\sigma_{\xi_{\text{ш}}} = \sqrt{D_{\xi_{\text{ш}}}(\varphi, z)} = \sqrt{0,00102} = 0,0319 \text{ мм}.$$

Визначимо імовірність того, що розміри шийки не вийдуть за межі поля допуску, який встановлено нормативною документацією [5] і визначається в межах 89,995...90,015

$$P[89,995 < \xi_{\text{ш}}(\varphi, z) < 90,015] = \int_{89,995}^{90,015} f(\xi_{\text{ш}}) \mp \times \times d\xi_{\text{ш}} = \int_{89,995}^{90,015} \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 0,0319} \exp \times \times \left[-\frac{(\xi_{\text{ш}} - 89,97581)^2}{2 \cdot 0,0319^2} \right] d\xi_{\text{ш}} = 0,164. \quad (6)$$

Отже, при повному огляді колісної пари на ПРЗ тільки 16,4 % шийок осей будуть задовольняти вимоги нормативної документації.

Під час експериментальних досліджень виміри шийки осі колісної пари проводилися у трьох перерізах (рис. 1): *I* – під внутрішнім кільцем зовнішнього підшипника ($z_I = 60$ мм); *II* – під дистанційним кільцем ($z_{II} = 120$ мм); *III* – під внутрішнім кільцем внутрішнього підшипника ($z_{III} = 180$ мм). Виміри в перерізах *I* і *II* проводили під кутом 15° (6 вимірів), у перерізі *III* під кутом 90° . Отже, для визначення параметричної надійності натягу необхідно врахувати овальність кільця. Отвір внутрішнього кільця підшипника з радіусом r_k зношується випадково до деякого значення, яке можна зобразити у полярній формі (рис. 2).

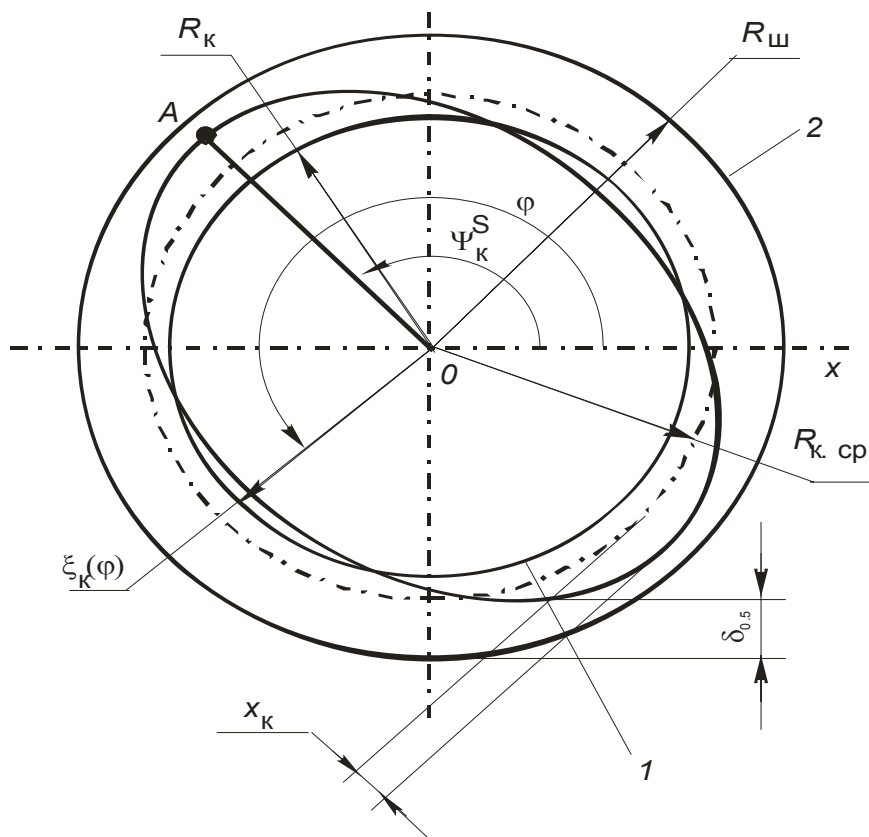


Рис. 2. Розміри шийки осі колісної пари з врахуванням похибки у поздовжньому і поперечному перерізах:
1 – внутрішнє кільце підшипника; 2 – шийка осі колісної пари

Тоді полярний радіус ξ_k поперечного перерізу циліндричної деталі, що має елементарний вигляд похибки форми, аналітично можна записати як

$$\xi_k(\varphi) = r_{k, \text{cp}} + x_k \cos(k\varphi + \psi_k^{(s)}), \quad (7)$$

$$(s = 2, 3, \dots, p),$$

де $r_{k, \text{cp}}$ – радіус середнього кола внутрішньої поверхні кільця, що визначається як середнє значення функції $\xi_k(\varphi)$; x_k – амплітуда похибки форми; $\psi_k^{(s)}$ – початкова фаза s -ої гармоніки відхилення форми кільця в поперечному перерізі; s – номер гармоніки.

Перша складова виразу (7) являє собою випадкову величину, яка виражає похибку розміру, а друга – елементарну випадкову функцію, що визначає похибку форми у поперечному перерізі. При $s = 2$ друга складова правої частини визначає овальність деталі. Докладну роботу по визначенню параметричної надійності буксового вузла з урахуванням некруглості було проведено в роботі [1]. Зокрема, було зазначено, що закон розподілення радіуса внутрішнього кільця підшипника є гауссовим з математичним сподіванням

$$m_{\xi_k} = 89,9968 \text{ мм}$$

і середньоквадратичним відхиленням

$$\sigma_{\xi_k} = 0,010338 \text{ мм.}$$

У вищезазначеній роботі було також встановлено, що 56 % кілець підшипників будуть задовольняти умови натягу при деповському ремонті ПРЗ.

Кожне пресове з'єднання з гарантованим натягом характеризується величиною натягу

$$\delta = D - d, \quad (8)$$

де D – діаметр шийки осі колісної пари; d – внутрішній діаметр внутрішнього кільця підшипника.

Причинами збільшення натягу є [6]: нестабільність розмірів внутрішнього кільця підшипника у зв'язку з його збільшенням в експлуатації, яка виникає від розпаду надлишкової кількості аустеніту в загартованій підшипниковій сталі; у процесі зминання нерівностей поверхні осі; виникнення задирів і забоїв при частому зніманні підшипника з осі та використанні нераціональних методів демонтажу; знос посадкових поверхонь ши-

йок і кілець від фретинг-корозії, а також від переміщення внутрішнього кільця по колу. Інтенсивність розвитку фретинг-корозії на шийках осей і підшипникових кільцях залежить від величини натягу і навантаження на підшипник. Із збільшенням натягу збільшується питомий тиск, що запобігає тертю сполучених площин. У процесі фретинг-корозії виникають продукти розпаду, які у подальшому окислюються і відіграють роль абразивних часток.

Отже, для визначення параметричної надійності пресового з'єднання необхідно знати закон розподілення величини натягу. Різниця полярних радіусів шийки та кільця дорівнює півнатягу $\delta_{0,5}$ нерухомого з'єднання:

$$\delta_{0,5} = \xi_{\text{ш}} - \xi_k. \quad (9)$$

Використовуючи закон розподілення різниці двох функцій незалежних випадкових величин [4]

$$\varphi(\delta_{0,5}) = \int_{-\infty}^{\infty} f(\xi_k) f(\delta_{0,5} + \xi_k) d\xi_k, \quad (10)$$

отримаємо закон розподілення півнатяга системи. Оскільки натяг визначається як

$$\delta = 2\delta_{0,5}, \quad (11)$$

то використовуючи закон визначення розподілення функції випадкового аргументу [3]

$$f(\delta) = \varphi[\psi(\delta)] |\psi'(\delta)|, \quad (12)$$

де $\psi(\delta)$ – функція зворотна (11), отримаємо густину імовірності натягу нерухомого з'єднання «шийка осі колісної пари – внутрішнє кільце підшипника», яка описується формулою

$$f(\delta) = \frac{1}{2\sqrt{2\pi}\sigma_\delta} \exp \left[-\frac{\left(\frac{\delta}{2} - m_\delta\right)^2}{2\sigma_\delta^2} \right], \quad (13)$$

де $m_\delta = m_{\xi_{\text{ш}}} - m_{\xi_k} = 89,97581 - 89,9968 = -0,021 \text{ мм}$ – математичне сподівання величини натягу системи; $\sigma_\delta = \sqrt{\sigma_{\xi_k}^2 + \sigma_{\xi_{\text{ш}}}^2} = \sqrt{0,0319^2 + 0,010338^2} = 0,0335 \text{ мм}$ – середньоквадратичне відхилення натягу системи.

Теоретичний закон розподілення густини імовірності натягу системи зображено на рис. 3.

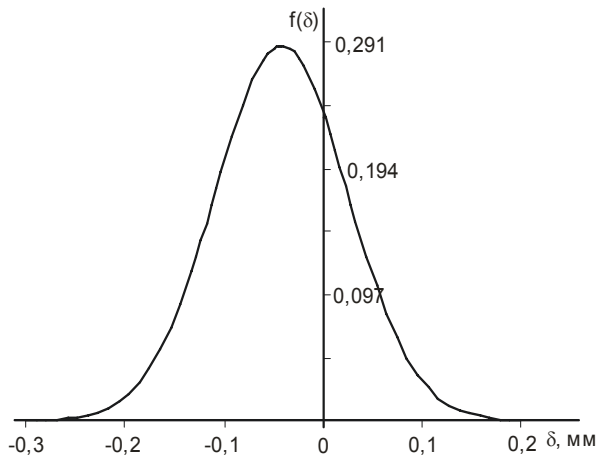


Рис. 3. Графік закону розподілення натягу

За нормативними документами [5] натяг нерухомого з'єднання буксового вузла повинен бути в межах 0,035...0,065 мм. Отже, імовірність того, що натяг залишиться в заданих межах, дорівнює

$$P(0,035 < \delta < 0,065) = \int_{0,035}^{0,065} f(\delta) d\delta = \int_{0,035}^{0,065} \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 0,0335} \exp \times \left\{ -\frac{\left[\frac{\delta}{2} - (-0,021) \right]^2}{2 \cdot 0,0335^2} \right\} d\delta = 0,07. \quad (14)$$

Це значення показує, що при повному огляді на ПРЗ лише 7 % буксових вузлів будуть мати натяг, який задовольняє нормативні вимоги.

Таким чином, розрахунки показника надійності за розробленою математичною моделлю процесу зносу натягу системи «шийка осі колісної пари – внутрішнє кільце підшипника» показують, що 93 % буксових вузлів при повному огляді в депо потребують заміни кілець підшипників, оскільки натяг нерухомого з'єднання не задовольняє вимоги допусків. У разі селективного складання нерухомого з'єднання лише 56 % кілець можуть бути застосовані у подальшій експлуатації. Тоді нестачу підшипників необхідно або поповнювати закупівлею нових, що призведе до значних витрат, або відновленням зношених.

Аналіз сучасного стану рухомого складу залізниць, наведений авторами, показує необхідність радикального вирішення даної проблеми. Для заощадження коштів на ремонт колісних пар рухомого складу нами запропоновано [7] відновлення кілець підшипників електролі-

тичним осадженням металу імпульсно-реверсивним струмом.

Технологія гальванічного відновлення натягу вузла передбачає, насамперед, вибір виду металу. При виборі металу необхідно враховувати положення молекулярно-механічної теорії тертя: в з'єднанні не повинно виникати глибинне виривання металу, а також повинна виконуватись умова заданої величини взаємного проникнення поверхневих шарів металу кілець та колісних пар, що не призведе до інтенсивного руйнування унаслідок усталеного деформування. Необхідно враховувати, що тверді (катодні) гальванічні покриття (нікелем, хромом тощо) мають високу зносостійкість та значно підвищують коефіцієнт тертя в з'єднанні, а отже, мають високу статичну міцність. Однак вони призводять до виникнення в поверхових прошарках основного металу остаточних розтяжних напружень, які спричиняють зниження межі стійкості матеріалу осі колісної пари. Крім цього, оскільки твердість цих металів більше твердості осьової сталі ОсВ, це призводить до виникнення глибоких задирів і сильного зносу осі колісної пари.

Застосування м'яких гальванічних покриттів (цинк, олово, мідь тощо) призводить до того, що при відносно невеликих питомих тисках (15...25 МПа) електролітичний метал проникає у самі незначні поглиблення мікропрофілю внутрішньої поверхні кільця. Тонка плівка такого металу в місці сполучення кільця з шийкою колісної пари різко підвищує площу фактичного контакту за рахунок низької границі текучості та не знижує усталеної міцності основної деталі. Для забезпечення достатньої міцності з'єднання необхідно, щоб результуюча сила тертя посадкових поверхонь була більше осьового зусилля, що діє на з'єднання. В свою чергу, сила тертя залежить від площі фактичного контакту. До цього слід додати, що ефективність застосування того чи іншого м'якого покриття при відновленні натягу залежить від двох факторів: можливості осаджувати відносно товсті (0,4...0,5 мм) відновлювальні шари металу; від структури осадженого шару, оскільки остання визначає фізико-механічні властивості покриття, а отже, міцність всього нерухомого з'єднання.

Для відновлення зношеного шару металу та створення допустимого натягу нерухомого з'єднання нами вибрано цинк. Він має невисоку вартість і обумовлює найбільший коефіцієнт тертя ($f = 0,53$ при $P_{oc} = 37$ МПа).

При посадці кільця з осадженим цинком на шийку колісної пари за рахунок пластичного деформування металу в зоні контакту виникає міцний металевий зв'язок і збільшується площа фактичного контакту. При відносних переміщеннях поверхонь тертя з цинком не створюються умови для виникнення глибинного виривання та подряпин, оскільки цинкова плівка працює як змащувальний матеріал. Гальванічне покриття міцно утримується на поверхні кільця, завдяки його дифузії в основу.

Метод підвищення міцності пресових з'єднань з натягом шляхом нанесення м'яких гальванічних покриттів у практиці машино- та приладобудуванні відомий. Але він застосовується лише в складальних виробництвах при монтажі з'єднань з новими, незношеними деталями, і тому товщина зазначених покриттів не перевищує 0,02 мм. В той же час ремонтні виробництва, зокрема залізниць України, зустріча-

ються з двома задачами, які потрібно розв'язувати одночасно: перша – відновлення зношеного шару (товщиною 0,3...0,5 мм) внутрішнього кільця підшипника; друга – відновлення натягу між шийкою та кільцем.

Методи електролітичного цинкування на постійному струмі, що існують на цей час, не забезпечують потрібні структури та фізико-механічні властивості відновлюваного шару. Останній утворюється нещільним пухким шорстким з нерегульованою твердістю. Тому на локомотиво- та вагоноремонтних заводах і депо цей спосіб не застосовується і зношені кільця підшипників по 1000...2000 шт. щорічно відправляють на металеве звалище при вартості одного підшипника від 380 до 931 грн. Нами запропоновано відновлювати натяг цинкуванням у нестаціонарних режимах на імпульсно-реверсивному струмі, який складається з прямих $i_{пр}$ і зворотних $i_{зв}$ імпульсів (рис. 4).

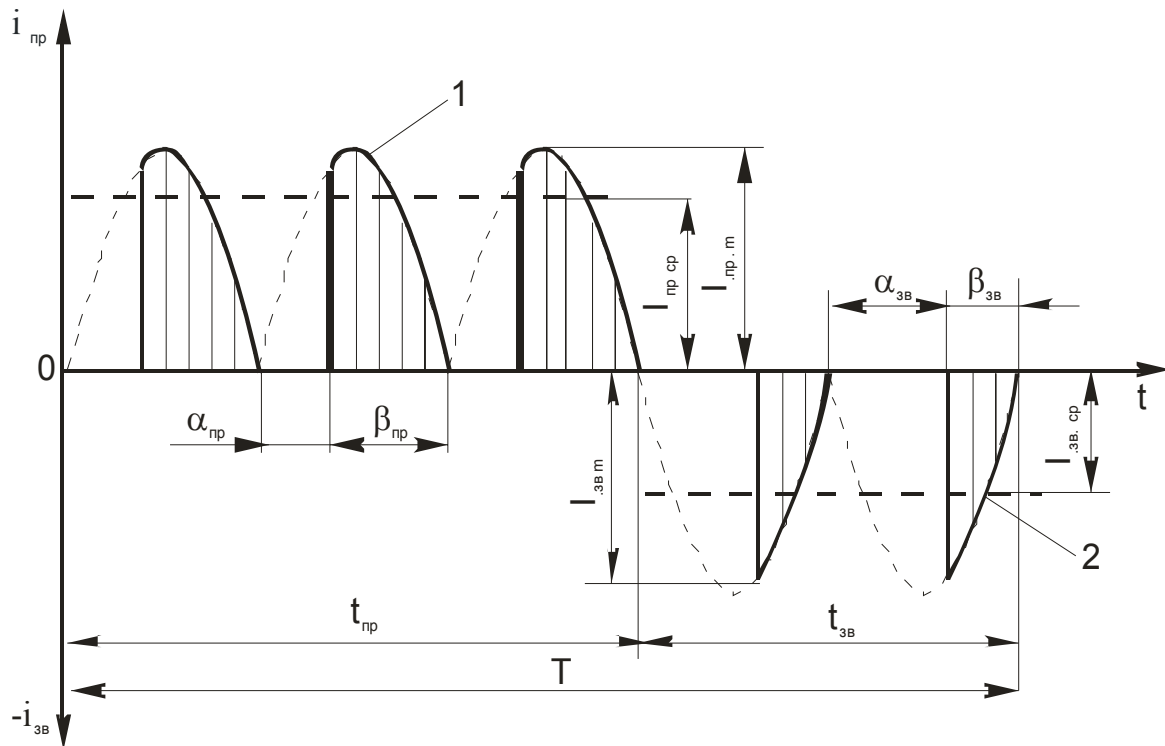


Рис. 4. Форма імпульсно-реверсивного струму:
1 – прямий імпульс; 2 – зворотний імпульс

Цей струм позитивно впливає на внутрішню структуру покриття. Осади, що отримані в нестаціонарних режимах при $J_{пр.с} = 1,3$ А/дм², $J_{зв.ср} = 0,43$ А/дм², $T = 1$ с і параметрі реверсування, характеризуються однорідністю, мають дрібнозернисту та щільну структуру.

Вплив імпульсного струму встановлюється його формою [8]. Для отримання дрібнокриста-

лічних щільних осадів необхідно утворення великої кількості зародків кристалів з подальшим обмеженням швидкості їх збільшення. Обмеження зростання кристалів при нестаціонарному електролізі викликане двома факторами: перериванням струму та анодною поляризацією у зворотний період осадження. Крім того, у цей проміжок часу, завдяки адсорбції домішок, полегшується пасування поверхні

кристала, що збільшується. Подальші імпульси прямого струму з крутим переднім фронтом та з великою густиною струму призводять до зміщення максимального значення потенціалу електрода у від'ємну область і тим самим обумовлюють зародження більшої кількості центрів кристалізації. Позитивна дія на структуру покриття імпульсів зворотного струму полягає в розчиненні різних нерівностей і згладжуванні поверхні.

Значний позитивний ефект досягається також застосуванням високої початкової густини струму до $J_{\text{пр.с}} = 5 \text{ А/дм}^2$. Такі початкові короточасні «поштовхи» струму тривалістю до 30 с приводять до збільшення швидкості виникнення кристалічних зародків і відповідно швидкості поширення осаду вздовж фронту росту кристалів. Наявність початкового дрібнокристалічного прошарку обумовлює формування дрібнокристалічного суцільного осаду. Завдяки такій структурі мікротвердість осадженого шару цинку досягає приблизно 900 МПа.

Враховуючи, що полірування цинку можливе у власному електроліті, процес електролізу слід закінчувати при $J_{\text{пр.с}} = 0 \text{ А/дм}^2$. У результаті електрохімічного полірування підвищується клас шорсткості поверхні, округляються мікровиступи, підвищується границя пружності та стійкість металу кільця підшипника проти корозії.

Попередні експериментальні наші дослідження на прикладі буксових вузлів колісних пар електровозів ВЛ-8 показали, що відновлення зношеного шару металу за імпульсною технологією забезпечує високий коефіцієнт тертя спряжених поверхонь ($f = 0,68$ проти $0,31$), високу мікротвердість осадженого шару ($H_{\mu} = 850 \dots 900 \text{ МПа}$ проти $400 \dots 450 \text{ МПа}$), а отже, підвищує міцність нерухомого пресового з'єднання (робота розпресовування зменшується з $12 \cdot 100$ до $6 \cdot 800 \text{ кг}\cdot\text{см}$), запобігає виникненню глибинних виривів і подряпин на шийці колісної пари, підвищує корозійну стійкість

деталей. Загалом усі ці переваги приводять до більш тривалого терміну роботи буксового вузла та більш надійного забезпечення руху рухомого складу залізниць.

У теперішній час проводяться роботи по ґрунтовному дослідженню міцності з'єднання системи «шийка осі колісної пари – внутрішнє кільце підшипника» з відновленими кільцями. Результатом подальшого дослідження буде висновок про можливість застосування запропонованої технології при ремонті рухомого складу залізниць.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Михаліченко П. Є. Параметрична надійність нерухомого з'єднання буксового вузла рухомого складу з врахуванням некрутості / П. Є. Михаліченко, М. О. Костін // Залізничний транспорт України. – 2004, – № 5.
2. Михаліченко П. Є. Параметрична надійність з'єднання з гарантованим натягом рухомого складу з врахуванням конусності // Залізничний транспорт України. – 2004.
3. Вентцель Е. С. Теория вероятностей – М.: Наука, 1964. – 576 с.
4. Заездный А. М. Основы расчетов по статистической радиотехнике – М.: Связь, 1969. – 447 с.
5. Инструкция по содержанию и ремонту узлов с подшипниками качения локомотивов и моторвагонного подвижного состава. – М.: Транспорт, 1980. – 129 с.
6. Акбашев Б. З. Применение эластимера марки ГЭН-150 (В) для восстановления натягов и герметизации соединений. – М.: ВНИИЖТ, 1963. – 20 с.
7. Михаліченко П. Є. Методи відновлення натяга узла «шейка колесної пари – внутрішнє кільце підшипника» // Состояние и перспективы развития электроподвижного состава: Материалы IV международной научно-технической конференции. – Новочеркасск. – 2003. – С. 183–184.
8. Костин Н. А. Применение гальванотехники при ремонте подвижного состава / Н. А. Костин, А. А. Куликов. – М.: Транспорт, 1981. – 108 с.

Надійшла до редколегії 07.06.04.

А. П. ЗУБКО (Укрзалізниця), І. П. КОРЖЕНЕВИЧ, М. Б. КУРГАН, Д. М. КУРГАН (ДІТ)

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ В УКРАЇНІ РУХОМОГО СКЛАДУ З ПРИМУСОВИМ НАХИЛОМ КУЗОВА ВАГОНІВ ПРИ ОРГАНІЗАЦІЇ ШВИДКІСНОГО РУХУ

Проведений аналіз і визначена сфера застосування рухомого складу з примусовим нахилом кузова вагонів.

Проведен анализ и установлена сфера применения подвижного состава с принудительным наклоном кузова вагонов.

The authors have carried out an analysis and established the sphere of application of rolling stock with forced inclination of the car bodies.

Вступ

Використання Pendolino в усьому світі можна пояснити його унікальними характеристиками, що забезпечують збільшення швидкості в кривих у порівнянні зі звичайними поїздами з мінімальним впливом на колію, безпеку руху, а з іншого боку, вимагають при впровадженні високошвидкісного руху більш низьких витрат на модернізацію інфраструктури і гарантують високу комфортабельність. За час експлуатації поїздів Pendolino виконаний пробіг більше 75 млн км, і відмовлень системи нахилу не було [1].

У ранніх роботах з примусового нахилу кузовів вагонів у кривих були спроби досягти повної компенсації поперечних прискорень. Однак іспити показали, що частковий нахил з компенсацією на рівні 75 % близький до оптимального, тому що забезпечує відповідність між величиною прискорення і при цьому відчуттями пасажирів. Завдяки нахилу кузова вагона приблизно на 8° значно знижується негативний вплив сприйнятого пасажирами відцентрового прискорення.

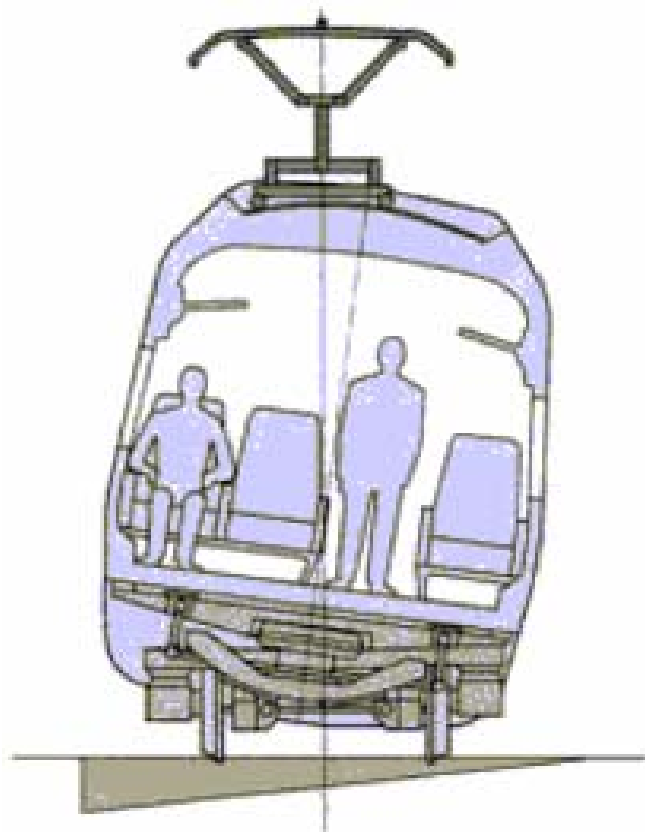


Рис. 1. Поїзд із примусовим нахилом кузова

Постановка задачі і методика її вирішення

Метою роботи є обґрунтування можливостей збільшення швидкості руху поїздів типу

Pendolino на конкретних ділянках залізниць України, де впроваджується швидкісний рух.

Розглянемо тягові характеристики Pendolino і близьких до нього за потужністю електровозів ЧС4 і ДС4 (200 км/год – проект), рис. 2.

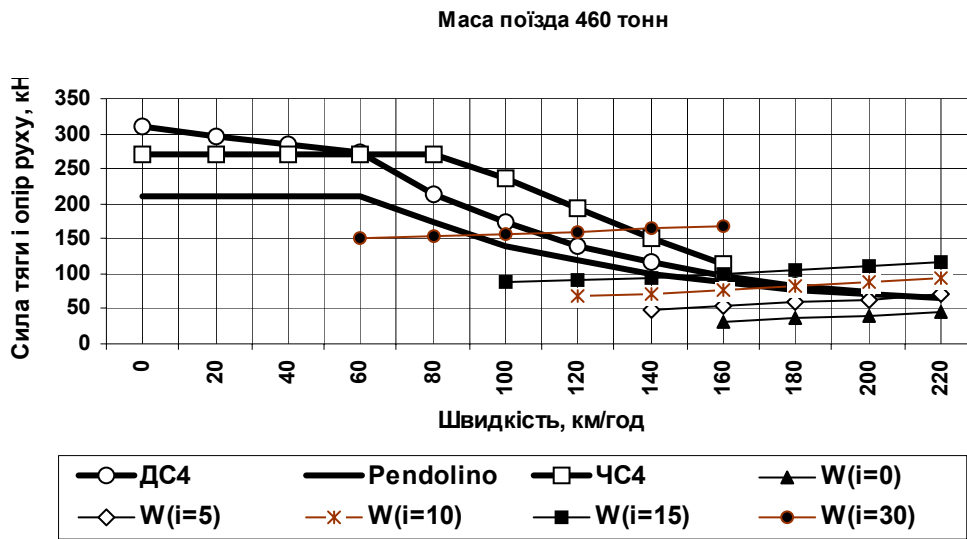


Рис. 2. Тягові характеристики і криві повного опору руху

Швидкість руху поїзда на елементі поздовжнього профілю достатньої довжини залежить від типу локомотива, маси поїзда і загального опору руху. Для виявлення сталої швидкості при різних типах локомотивів скористаємося сполученими графіками $F_k(V)$ – тягові характеристики локомотивів і $W(V)$ – криві загального опору руху.

Загальний опір руху складається з основного опору руху W_o , опору від уклону W_i і опору від кривизни колії W_r [2]:

$$W = W_o + W_i + W_r.$$

Абсциса $F_k(V)$ і $W(V)$ точки перетину графіків відповідає сталій швидкості руху поїзда на уклоні i . Із рис. 2 можна зробити висновок, що швидкість 200 км/год може бути реалізована на уклонах не більше 5...6 ‰, швидкість 160 км/год – на уклонах до 15 ‰.

Зробимо аналіз з позицій плану і профілю залізниці щодо можливості реалізації максимальної швидкості на ділянці Київ–Гребінка–Полтава–Харків. На ділянці Київ–Гребінка уклонів, більших за 6 ‰, – біля 18 ‰, Гребінка–Полтава – 46 ‰, Полтава–Харків – 15 ‰ (рис. 3). Таким чином, друга ділянка є більш несприятливою для реалізації швидкісного руху.



Рис. 3. Розподіл уклонів на ділянках Київ-Гребінка-Полтава-Харків

В кругових кривих допустима швидкість визначається за формулою [3]

$$V = 3,6 \sqrt{R \left(\alpha_{\text{нп}} + \frac{g}{S} h_p \right)}, \quad (1)$$

де R – існуючий радіус кривої, м; h_p – розрахункове підвищення зовнішньої рейки, мм; $\alpha_{\text{нп}}$ – допустиме непогашене прискорення в круговій кривій, м/с^2 ; S – відстань між осями головок рейок, 1600 мм; g – прискорення вільного падіння, $9,81 \text{ м/с}^2$.

У роботі [3] наводиться графік залежності допустимих значень поперечних прискорень від швидкості руху, що узагальнює дані за всіма критеріями (умови міцності колії і безпеки руху для різних одиниць рухомого складу). Усі ці значення вище, а деякі істотно вище допустимого непогашеного прискорення ($0,7 \text{ м/с}^2$ для швидкостей руху до 160 км/год і трохи менше для більш високих швидкостей). Таким чином, обмеження непогашеного прискорення до $\alpha_{\text{нп}} = 0,7 \text{ м/с}^2$ є в основному критерієм комфортабельності їзди пасажирів, при виконанні

якого критерії міцності, стійкості колії і безпеки руху виконуються навіть з деяким запасом.

При суміщеному русі вантажних і пасажирських поїздів реалізувати максимальне підвищення 150 мм не представляється можливим. Для забезпечення міцності й стійкості колії і рухомого складу, безпеки руху й комфорту пасажирів необхідно дотримуватись таких умов:

- неперевищення непогашених прискорень, спрямованих назовні кривої при проходженні найбільш швидкого поїзда

$$\alpha_{\text{нп}}^{\text{пас}} \leq [\alpha]_{\text{зов}}; \quad (2)$$

- обмеження непогашених прискорень, спрямованих усередину кривої при проходженні вантажного поїзда з найменшою швидкістю

$$\alpha_{\text{нп}}^{\text{ван}} \leq [\alpha]_{\text{вн}}. \quad (3)$$

За умов (2) і (3) існуючий рухомий склад може реалізувати максимальну швидкість 160 км/год в кривих радіусом $1200 \dots 1500 \text{ м}$, а швидкість 200 км/год – в кривих радіусом $1900 \dots 2400 \text{ м}$ при підвищенні зовнішньої рейки $100 \dots 150 \text{ мм}$, рис. 4.

ДС4

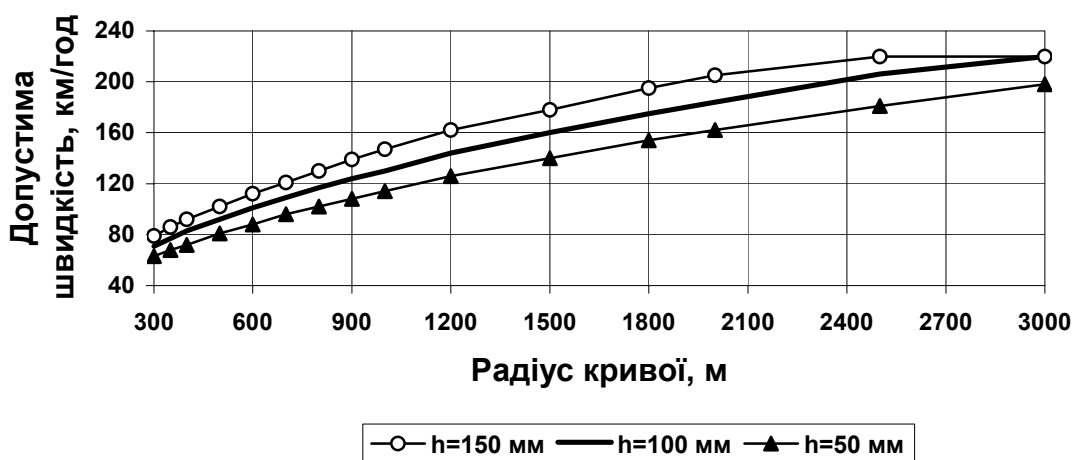


Рис. 4. Допустима швидкість руху рухомого складу без примусового нахилу кузова (непогашене прискорення $0,7 \text{ м/с}^2$)

У сучасних екіпажах, що при проходженні кривої мають примусовий нахил усередину кривої на кут γ допустима швидкість збільшується завдяки введенню в формулу (1) підвищення

$$\Delta h = \frac{\pi S \sin \gamma}{180},$$

що є додатковою компенсацією непогашеного прискорення, тобто

$$V = 3,6 \sqrt{R \left[\alpha_{\text{нп}} + \frac{g}{S} (h_p + \Delta h) \right]}. \quad (4)$$

Розрахункове підвищення, що входить до формул (1) і (4), залежить перш за все від характеристики вантажних поїздів (тип локомотива, маса состава та ін.), параметрів кривих і величини уклонів на поздовжньому профілі, рис. 5.

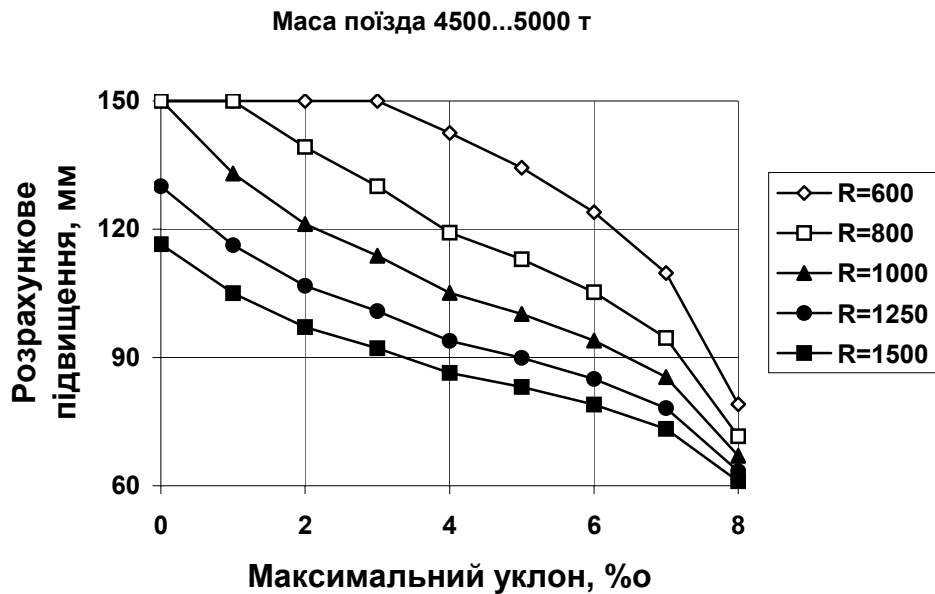


Рис. 5. Залежність розрахункового підвищення від радіусу кривої на різних уклонах поздовжнього профілю

Так, у кривих радіусом до 600...700 м і спокійному профілі (уклони до 2–3 ‰) максимальне підвищення зовнішньої рейки може бути 150 мм, на більш крутих уклонах швидкість вантажного поїзда знижується і для забезпечення $0,3 \text{ м/с}^2$ підвищення слід зменшу-

вати від 150 до 70...80 мм (на крутих уклонах близько 8–9 ‰), рис. 5.

Завдяки примусовому нахилу кузова вагона (до 8°) знижується дія на пасажирів негативно-го центробіжного прискорення, а допустима швидкість в кривих зростає, рис. 6.

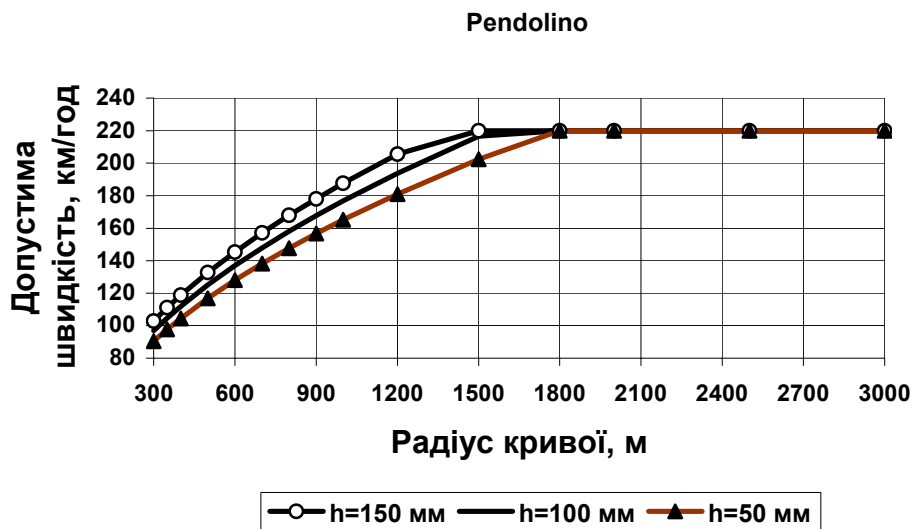


Рис. 6. Допустима швидкість руху рухомого складу з примусовим нахилом кузова (непагашене прискорення $1,8 \text{ м/с}^2$)

Як впливає з рис. 6, рухомий склад з примусовим нахилом кузова вагонів може реалізувати максимальну швидкість 160 км/год в кривих радіусом 700...800 м, швидкість 200 км/год – в кривих радіусом 1150...1250 м при підвищенні зовнішньої рейки 100...150 мм.

Таким чином, параметри кривих є основним фактором, що впливає на рівень макси-

мальної швидкості. На рис. 7 показаний розподіл кривих на напрямку Київ–Харків. З аналізу наведених даних видно, що для існуючого рухомого складу швидкості до 160 км/год можуть обмежувати на ділянці Київ–Гребінка 5,4 % кривих, Гребінка–Полтава – 25,2 %, Полтава–Харків – 19,7 % від загальної довжини ділянки.

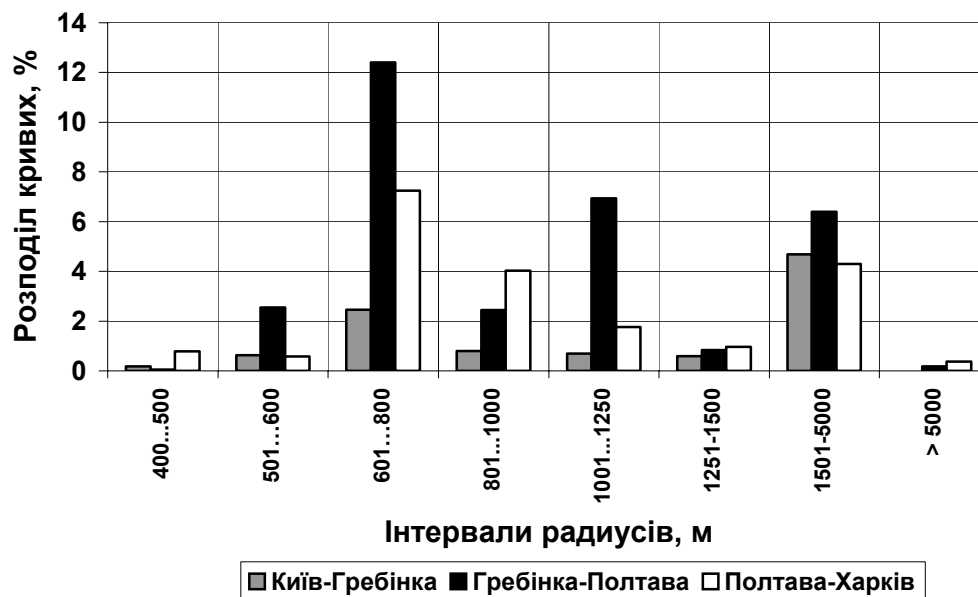


Рис. 7. Розподіл кривих на ділянках Київ–Гребінка–Полтава–Харків

Із проведеного аналізу видно, що найбільш складною як у відношенні поздовжнього профілю, так і кривих є ділянка Гребінка–Полтава. На цій ділянці більше двох сотень кривих. Для подальшого дослідження були виконані тягові розрахунки для вантажних поїздів і, виходячи із швидкості руху і наведених умов (2) і (3), були встановлені розра-

хункові підвищення зовнішньої рейки в кривих ділянках колії.

Для визначення допустимої швидкості в сполучених і багаторадіусних кривих використовувалась методика, що викладена в [4]. В ДПТі була розроблена тягово-експлуатаційна модель і складена програма розрахунків. Прийняті критерії при виконанні тягових розрахунків наведені в таблиці.

Таблиця

Прийняті критерії для рухомого складу без і з примусовим нахилом кузова вагонів

Критерії	Позначення	Значення критеріїв для рухомого складу	
		без примусового нахилу кузова	з примусовим нахилом кузова вагона
Непогашені прискорення в поодиноких кривих	$\alpha_{\text{нп}}$	0,7	1,8
Непогашені прискорення в суміжних кривих	$\alpha_{\text{нп}}^{\text{сп}}$	0,4	1,0
Зміна непогашеного прискорення в поодиноких кривих	ψ	0,6	0,9
Зміна непогашеного прискорення на ділянках сполучених кривих	$\psi^{\text{сп}}$	0,3	0,6
Крутизна відводу підвищення зовнішньої рейки	i	$\frac{163,4}{V} - 0,19$	

Із використанням даних табл. 1 були встановлені швидкості руху в кожній кривій для існуючого рухомого складу і для Pendolino (рис. 8), а також різниця швидкості руху для рухомого складу з примусовим нахилом кузова вагонів і існуючого (рис. 9 і 10).

Як показали результати розрахунків, більший вигравш у швидкості руху (до 30...40 %) може бути в кривих радіусом до 1200 м. У кривих більших радіусів швидкість руху підвищується в середньому на 25 % у порівнянні з існуючими поїздами. Відносне зростання швидкості в кожній окремо розглянутій кривій залежить насамперед від встановленого підвищення зовнішньої рейки, рис. 11.

може бути в кривих радіусом до 1200 м. У кривих більших радіусів швидкість руху підвищується в середньому на 25 % у порівнянні з існуючими поїздами. Відносне зростання швидкості в кожній окремо розглянутій кривій залежить насамперед від встановленого підвищення зовнішньої рейки, рис. 11.

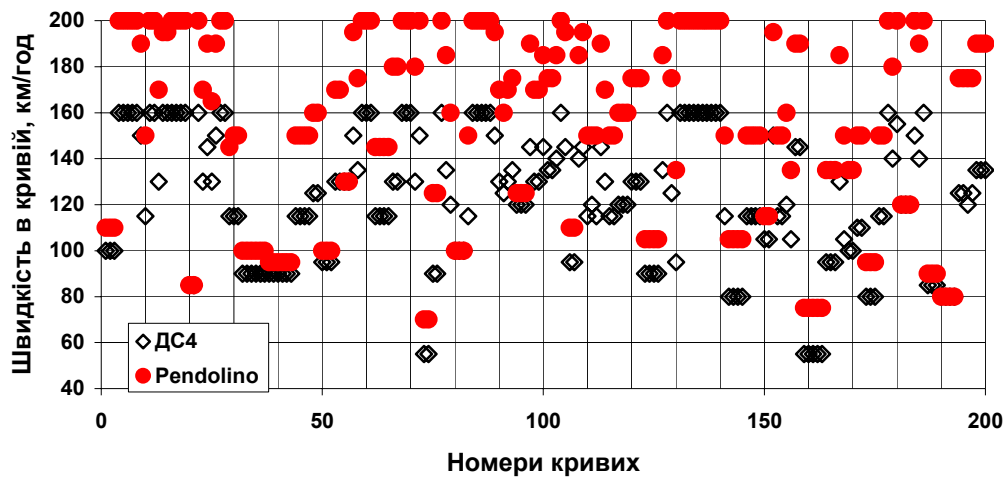


Рис. 8. Швидкості руху в кривих для існуючого рухомого складу і для Pendolino

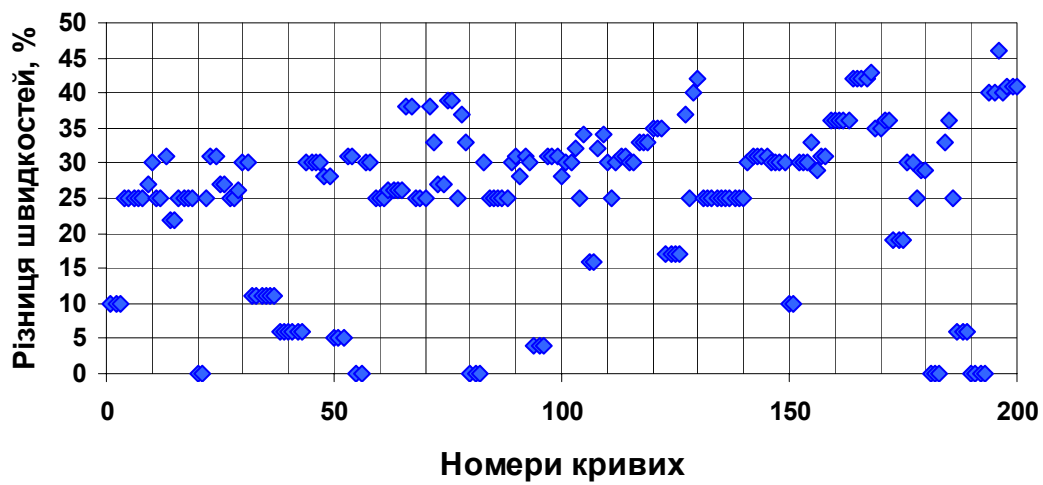


Рис. 9. Різниця швидкості руху для рухомого складу з примусовим нахилом кузова вагонів і існуючого для кривих на ділянці Гребінка–Полтава

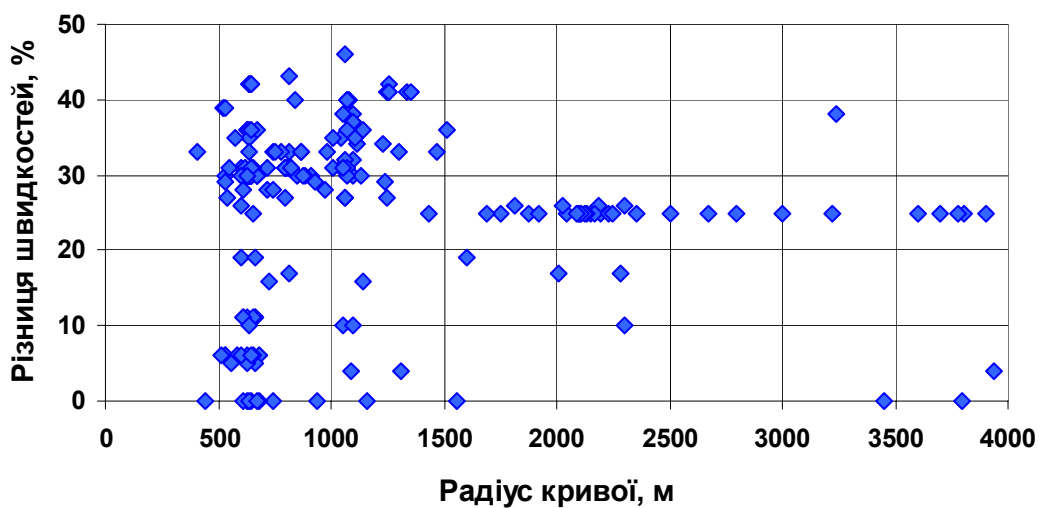


Рис. 10. Різниця швидкості руху для рухомого складу з примусовим нахилом кузова вагонів і існуючого в залежності від радіуса кривої

Вищенаведені результати зроблені відносно параметрів кривих без урахування їхнього взаємного впливу. Так, наприклад, наявність коротких перехідних кривих і крутих відводів підвищення зовнішньої рейки часто не дозволяють забезпечити високу швидкість руху на ділянках колії, що складаються з розташованих підряд кривих.

На переваги рухомого складу типу Pendolino впливають не тільки параметри профілю і плану лінії, але й схема розташування роздільних

пунктів (довжина перегонів) і допустима швидкість руху поїздів по станціях. Щоб урахувати це, були виконані тягові розрахунки для таких варіантів: рухомий склад з локомотивом ДС4 і Pendolino ($V_{\max} = 200$ км/год).

Результати розрахунків для кожної ділянки наведені на рис. 12–14. Аналіз показав, що на ділянці Київ–Гребінка в найбільшій мірі реалізується максимальна швидкість руху 180...200 км/год, рис. 12.

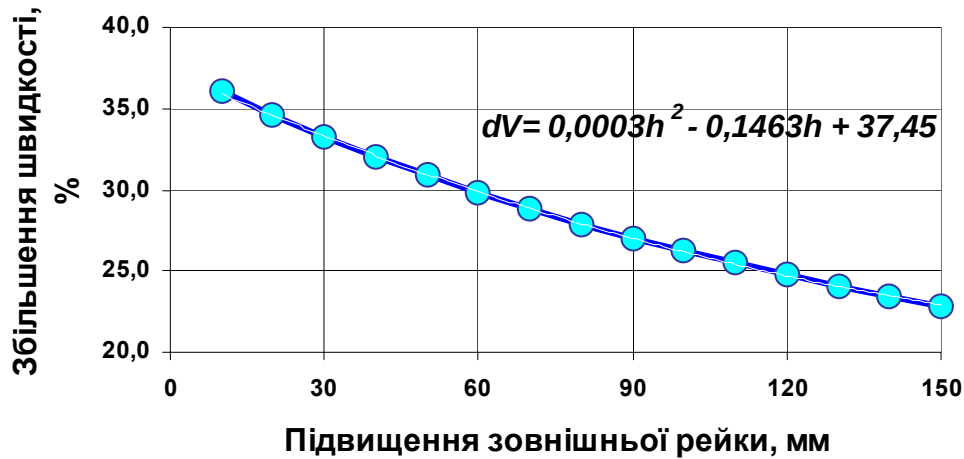


Рис. 11. Збільшення швидкості руху Pendolino у порівнянні з рухомим складом без примусового нахилу кузова (у відсотках)

Київ-Гребінка

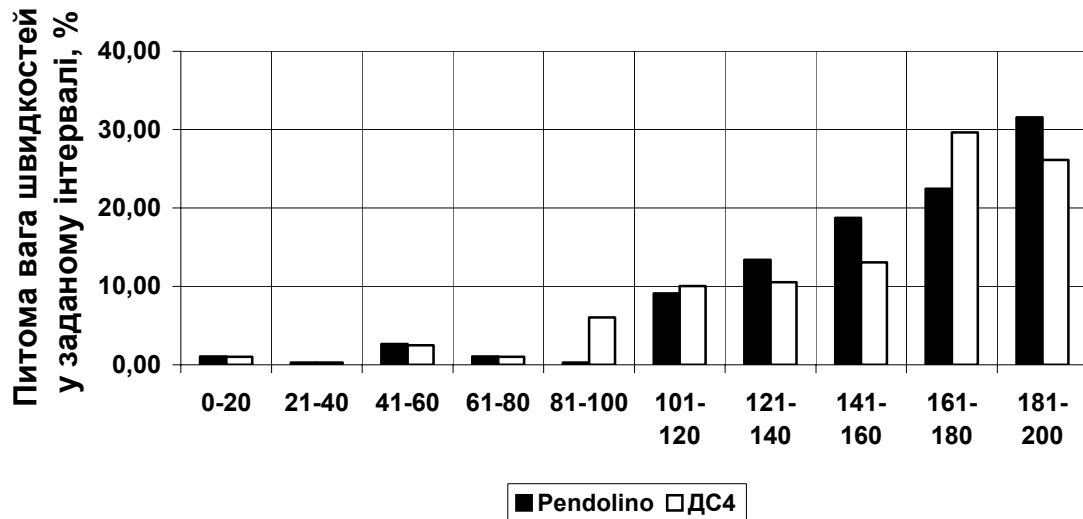


Рис. 12. Використання швидкості на ділянці Київ–Гребінка

На складній ділянці Гребінка–Полтава теоретично може бути встановлена швидкість 200 км/год (див. рис.8), фактично ж з урахуванням сполучених кривих і наявності обмежень на роздільних пунктах максимальна швидкість не перевищує 180 км/год. Для рухомого складу з ДС4 реалізація швидкості 160...180 км/год становить біля 12 %, для Pendolino – 22 %, рис. 13.

На ділянці Полтава–Харків реалізується максимальна швидкість руху 180...200 км/год для ДС4 – 4 і Pendolino – 13 %, рис. 14.

На рис. 15 наведені результати зростання вартості пробігу поїзда на різних за складністю ділянках напрямку Київ–Харків відносно існуючого рухомого складу з електровозом ДС3 ($V_{\max} = 160$ км/год).

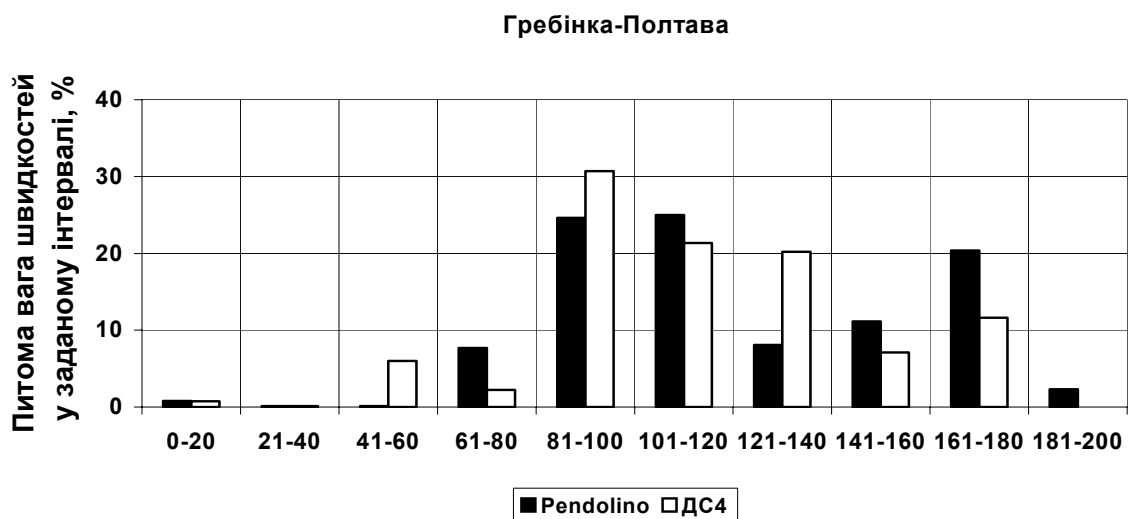


Рис. 13. Використання швидкості на ділянці Гребінка–Полтава

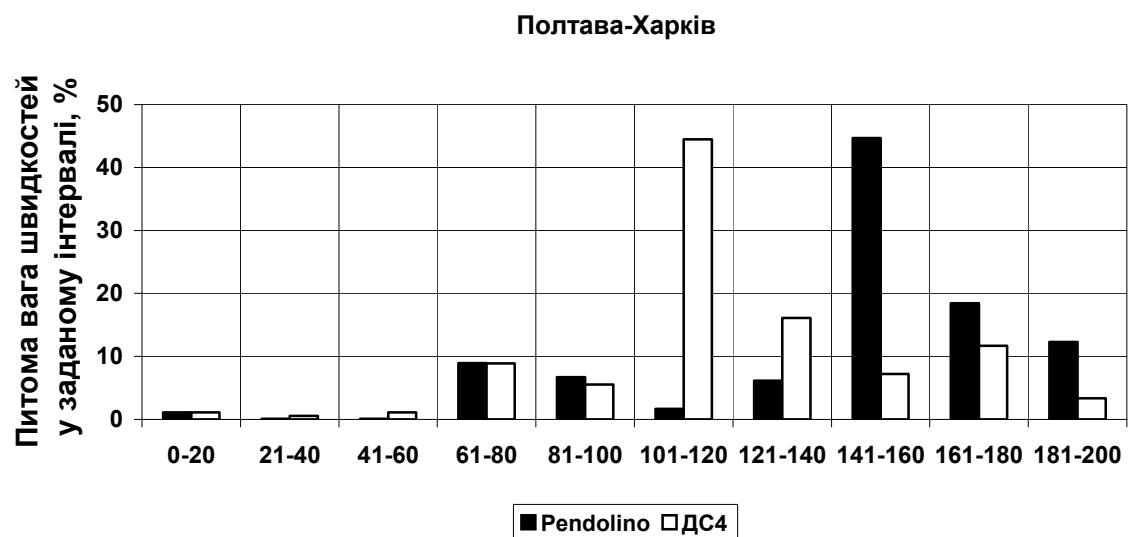


Рис. 14. Використання швидкості на ділянці Полтава–Харків

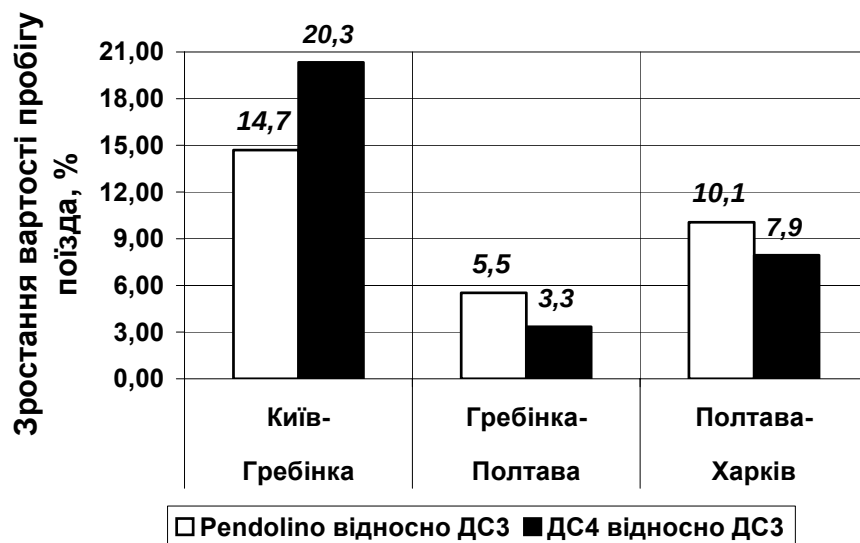


Рис. 15. Зростання вартості пробігу поїзда в залежності від складності плану лінії

Викладені вище розрахунки були виконані й на інших ділянках міжнародних транспортних коридорів.

Висновки

1. Застосування рухомого складу з примусовим нахилом кузова вагонів дозволяє збільшити швидкість проходження кривих у середньому на 25...30 %. Процент реалізації швидкості 180...200 км/год залежить від величини розрахункового підвищення зовнішньої рейки, яке визначається в основному вантажними поїздами.

2. Аналіз результатів тягових розрахунків на ділянках Київ-Гребінка-Полтава-Харків показав, що ділянки мають різні параметри плану й профілю. Так, на першій ділянці рухомий склад з локомотивом ДСЗ може реалізувати швидкість 141...160 км/год у середньому на 67 % в кожному напрямку, на другій і третій ділянках – на 21...24 %. Що стосується рухомого складу з примусовим нахилом кузова, то швидкість 181...200 може бути реалізована на 32 % довжини першої ділянки і біля 2 % – на другій і 15 % – на третій.

3. Наявність сполучених кривих, коротких перехідних кривих і крутих відводів підвищення зовнішньої рейки часто не дозволяє забезпечити високу швидкість руху на ділянках колії, і скорочення часу руху в середньому становить 10...15 %.

4. Витрати енергії і потрібна потужність пропорційні швидкості у другій і третій степені відповідно. При підвищенні швидкості на 10 % аеродинамічний опір збільшується на 20 %, а потрібна потужність на 30 %. Цим можна пояснити той факт, що реалізація більш високої швидкості Pendolino у порівнянні з існуючим рухомим складом веде до збільшення механічної роботи локомотива і до росту енергії, яка споживається, і витрат на пробіг поїздів.

5. Обмеження максимальної швидкості обумовлено відхиленнями від норм утримання

кривих, зокрема перехідних, коли навіть за умови задовільної геометрії вплив на пасажирів не може бути компенсовано системою нахилу кузова. Навіть при русі по прямій плавність ходу залежить від довжини хвилі нерівностей шляху.

6. Застосування рухомого складу типу Pendolino призводить до збільшення середньої ходової швидкості на 7...22 % в залежності від параметрів плану і поздовжнього профілю залізниці.

7. Оскільки основне обмеження максимальної швидкості викликається підвищенням зовнішньої рейки, яке, в свою чергу, обмежується невисокою швидкістю вантажних поїздів, то суттєвого ефекту від застосування рухомого складу з примусовим нахилом кузова можна досягти тільки при зменшенні маси вантажних поїздів і відповідно швидкості їх руху.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. SIX CARS ELECTRIC PENDOLINO for Ukraine. Technical Description. Alstom. Savigliano. – 2003. – 18 s.
2. Гребенюк П. Т. Тяговые расчеты: Справочник / П. Т. Гребенюк, А. Н. Долганов, А. И. Скворцова; Под ред. П. Т. Гребенюка. – М.: Транспорт, 1987. – 272 с.
3. Методика определения максимальных допускаемых скоростей движения в кривых при существующих параметрах их устройства на линиях, подготавливаемых к обращению поездов со скоростями до 200 км/ч с использованием лент путеизмерительных вагонов / ВНИИЖТ. – М., 1985. – 35 с.
4. Орловський А. М. Правила визначення підвищення зовнішньої рейки і встановлення допустимих швидкостей в кривих / А. М. Орловський, О. М. Патласов, В. В. Циганенко, Л. Я. Воробейчик, В. І. Климов, М. Б. Курган; ЦП/0056; Затв. наказом Укрзалізниці від 27.04.99 №124-Ц. – Д.: Арт-Прес, 1999. – 44 с.

Надійшла до редколегії 09.05.04.

ПОДОВЖЕННЯ ТЕРМІНУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ

За результатами теоретичних та економічних розрахунків, а також статистичних результатів обстеження вагонів були розглянуті та запропоновані декілька доцільних варіантів подовження терміну експлуатації пасажирських вагонів.

По результатам экономических и теоретических расчетов, а также статических результатов обследования вагонов были рассмотрены и предложены несколько целесообразных вариантов продления срока эксплуатации пассажирских вагонов.

Basing on the results of economic and theoretical calculations, and also the static outcomes of car examinations, the authors have considered and proposed several reasonable options of extending the term of passenger cars operation.

Діюча раніше концепція оновлення парку пасажирських вагонів, що базувалась на фіксованому терміну їх служби (28 років) від побудови і до списання, виявилась недоцільною в сучасних умовах експлуатації як з економічної, так і з технічної точки зору. Більшість складових частин вагона (внутрішній інтер'єр, теплова ізоляція, системи життєзабезпечення, ударно-тягові прилади та деталі ходової частини) можуть бути або відремонтовані, або замінені у разі їх невідповідності сучасним вимогам. Визначальним з точки зору придатності вагона до експлуатації є стан несучого кузова, що приймає на себе весь спектр навантажень. Доцільність виключення вагона з експлуатації повинна диктуватись таким його напрацюванням, при якому подальше відновлення ресурсу стає недоцільним.

У зв'язку з цим проведено дослідження кузовів пасажирських вагонів Укрзалізниці, що відпрацювали свій початково встановлений 28-річний ресурс. Визначені можливі варіанти подовження життєвого циклу вагонів при різних рівнях відновлення ресурсу – після капітального ремонту типового або з подовженням терміну експлуатації (КР, КРП) в умовах кращих вагонних депо, або капітально відновлюваного ремонту (КВР), що освоєний вагоноремонтними заводами.

Обстеження технічного стану вагонів, що відпрацювали початковий ресурс, проводиться декількома акредитованими випробувальними лабораторіями за єдиною методикою, затвердженою ЦЛ УЗ. При цьому використовуються такі діагностичні прилади, як малогабаритні ультразвукові товщиноміри, різноманітні дефектоскопи тощо.

Аналіз матеріалів обстеження більш 800 кузовів вагонів випробувальною лабораторією вагонів ДПТУ показав, що пошкодження типу тріщин у

несучих елементах зустрічаються рідко і викликані різними дефектами металу або несанкціонованими силовими місцевими впливами. Пошкодженню основного металу або зварних швів, що мають втомлювальний характер, практично не виявлено.

Основні пошкодження, що впливають на несучу здатність кузовів, носять корозійний характер. Встановлено, що в найбільшому ступені корозії піддані такі елементи:

- шкворнева балка (вертикальні та верхні горизонтальні листи);
- низ бічної обшивки;
- нижня обв'язка;
- нижні частини стійок бічних стін.

Корозійні пошкодження інших частин незначні.

Цим і була продиктована необхідність виконати поглиблений теоретичний аналіз впливу корозійних пошкоджень на міцність кузова.

Дослідження напружено-деформованого стану кузова, що має корозійні пошкодження, виконувались за допомогою математичного моделювання на підставі методу скінченних елементів (МСЕ).

Кузов розглядається як суцільнонесучий, тобто навантаження сприймаються рамою, підлогою, бічними і торцевими стінками та дахом.

Скінченноелементна модель кузова вагона зображена на рис. 1.

Загалом вона налічує 8516 елементів, що з'єднані 3593 вузлами. Використані плоскі та лінійні скінченні елементи. Плоскими моделювались обшивка стін, підлоги та даху, хребтова та шкворневі балки рами, нижня обв'язка кузова. Ці елементи моделюють опір деформаціям як у власній площині, так і деформаціям згину. Лінійними елементами моделювались стійки бічних стін, дуги даху та інші підкріплюючі балочки – враховувалась їх робота на розтягування-стиск, згин та кручення.

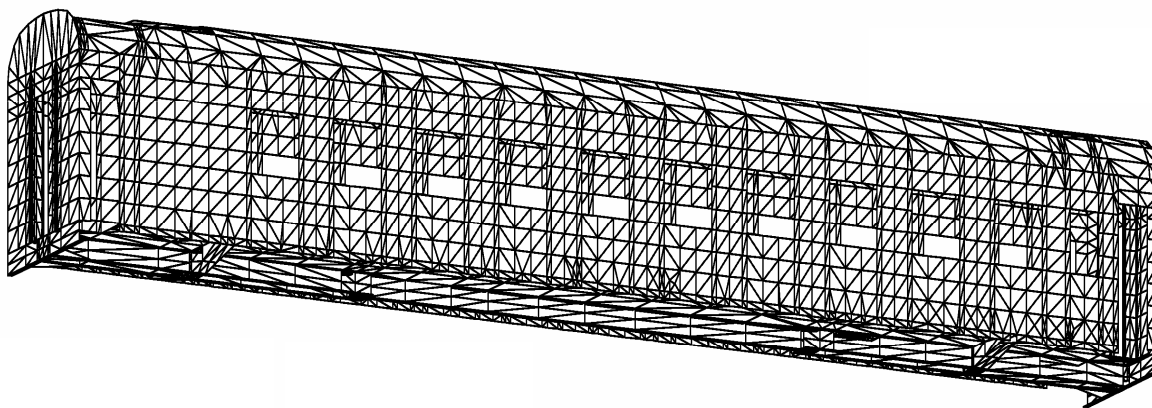


Рис. 1. Скінченноелементна модель кузова для розрахунків на міцність

За результатами розрахунків аналізувались найбільші напруження в кузові при різних значеннях товщин тих елементів, які за даними обстежень найбільше піддаються корозії.

На рис. 2, як приклад, показаний графік залежності найбільших напружень у кузові при різних значеннях товщини верхньої частини стінки шкворневої балки. Із графіка видно, що і розрахунковий режим фактично «не відчуває» зменшення товщини стінки аж до 1 мм, макси-

мальні напруження постійно дорівнюють 214 МПа при допустимих 233 МПа; при третьому режимі з розтягом поздовжніми силами – III(+) найменша товщина стінки допускається 3,5 мм, а третій режим із стискаючими силами – III(–) виявився таким, що обмежує товщину стінки до 5,6 мм, бо напруга у кузові (точка А на графіку) досягає допустимого рівня 155 МПа.

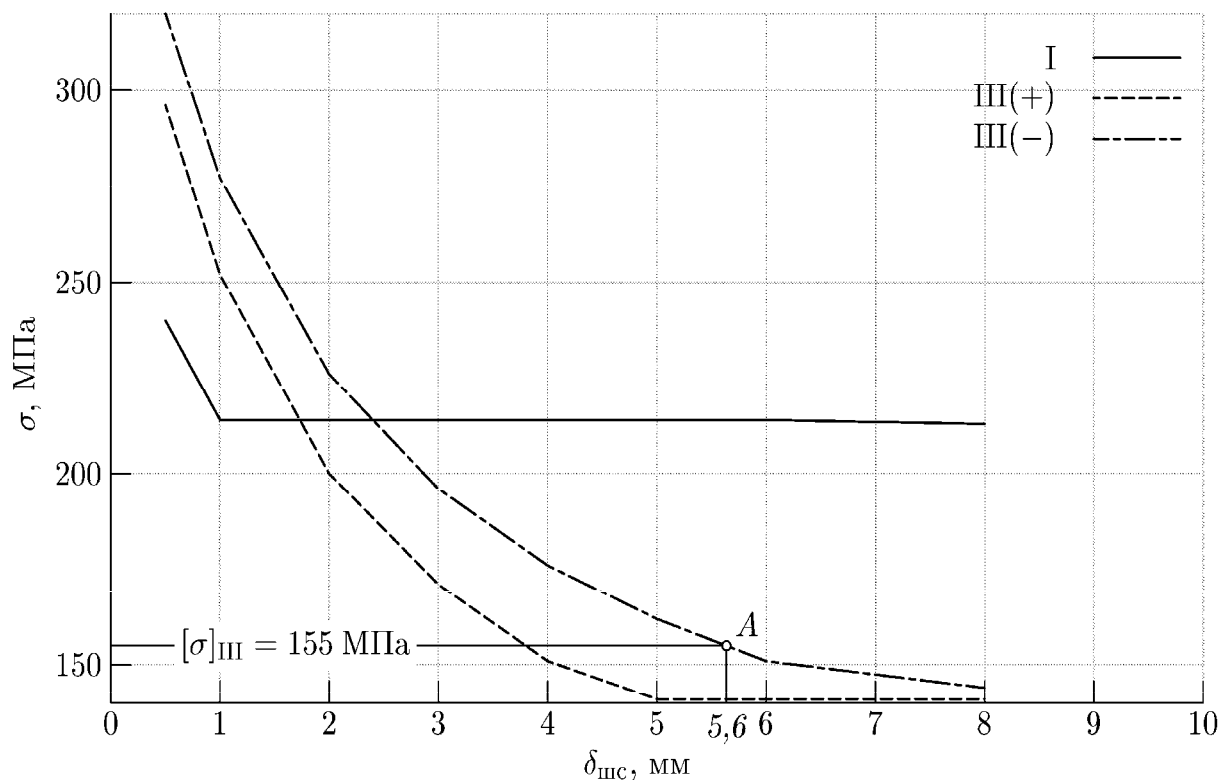


Рис. 2. Залежність найбільших напруг у кузові від товщини стінки шкворневої балки при I та III розрахункових режимах

Розрахунок напружено-деформованого стану кузова виконувався для I та III розрахункових режимів згідно з [1] на дію вертикальних, поздовжніх та поперечних навантажень. У разі визначення вертикальних навантажень коефіцієнт динаміки розраховувався для швидкості руху 160 км/г (0,256).

Аналогічний аналіз виконаний і для інших несучих елементів кузова, що піддаються корозії під час експлуатації вагона. Значення мінімальних товщин основних елементів наведені в табл. 1.

Таким чином, міцність кузова після 28 років експлуатації у більшості вагонів задовільна, що свідчить про можливість подовження терміну експлуатації таких вагонів. Однак нормативних документів щодо технічного обслуговування вагонів після відпрацювання ними початково встановленого терміну експлуатації до цього часу ще не розроблено. Тому подальші наші дослідження мають метою обґрунтувати, на який додатковий період вистачить наявного залишкового ресурсу вагона і які види ремонтів слід виконувати у вказаний період.

Таблиця 1

Мінімально допустимі товщини несучих елементів кузова

Несучий елемент кузова	Номинальна товщина, мм	Мінімальна товщина, мм
Верхня частина стінки шкворневої балки	10,0	5,6
Нижня частина стінки шкворневої балки	10,0	4,0
Верхній горизонтальний лист шкворневої балки	12,0	3,0
Нижній горизонтальний лист шкворневої балки	12,0	2,0
Нижня частина обшивки бічної стіни	2,5	1,5
Полка зету нижньої обв'язки	9,0	3,0

Визначення залишкового ресурсу кузовів вагонів після початково встановленого терміну експлуатації.

Стан пасажирського вагона після відпрацювання початкового ресурсу та проведення КВР (КРП) залежить від декількох факторів, що

обумовлені якістю виробництва, технічного обслуговування та умов експлуатації протягом перших 28 років. Після комісійного обстеження технічного стану кожного вагона приймається рішення щодо його подальшого використання – направлення на КВР, КРП, звичайний капітальний ремонт (КР-1) або списання.

Залишковий ресурс вагона після проходження КВР в умовах заводу «Дніпровагонрембуд» був поглиблено досліджений і становить 23 роки для кузова [2].

Визначення залишкового ресурсу кузовів після виконання КРП у передових вагонних депо було виконане автором разом з випробувальною лабораторією вагонів ДПТУ. Під час експериментальних ударних випробувань двох вагонів, відремонтованих КРП в депо Дніпропетровськ (купейний вагон) і Синельникове (плацкартний вагон), ставилась мета перевірити можливість призначення таким вагонам додаткового терміну експлуатації у 15 років.

Методика проведення прискорених ресурсних випробувань кузовів пасажирських вагонів розроблена на загальних принципах, що були викладені для вантажних вагонів у [3]. Суть її полягає у такому.

Випробування здійснювались на двох паралельних коліях. На одній з них розміщувались чотири завантажені вантажні вагони, два з яких додатково загальмовані башмаками. Ці вагони утворюють «стінку» загальною масою до 400 т. Поперед них розміщувався дослідний вагон. Далі має бути вільна ділянка колії довжиною не менш 50 м. На цій ділянці локомотив розганяв до встановленої швидкості завантажений до 50...60 т вагон-бойок. При розгоні автозчепа вагона-бойка та локомотива встановлені в режимі «на буфер». Далі локомотив загальмовувався, а вагон-бойок вільно накочувався на дослідний вагон і співударявся з ним. Сила співудару реєструвалась за допомогою автозчепа-динамометра. Дослідне обладнання для вимірів і реєстрації швидкості та сили співударів було розташоване у вагоні-лабораторії, що знаходився на сусідній колії і був зв'язаний з дослідним вагоном пересувним кабелем. Окрім швидкості та сил ударів реєструвались напруження у найбільш навантажених точках конструкції і поздовжні прискорення кузова.

При проведенні прискорених випробувань ресурс вагона оцінюється за його напрацюванням, яке оцінюється у 4-му степені:

$$D_c^4 = N \sum p_i S_i^4, \quad (1)$$

де N – кількість циклів сил за рік експлуатації ($N=14000$); S_i – середина інтервалу діючих сил; p_i – частота сил із рівнем S_i .

Напрацювання за рік експлуатації досягає 180 МН^4 . За встановлювані 15 років експлуатації вагона після КРП (але не більше 41 року з дати побудови вагона) з урахуванням коефіцієнта запасу $k=1,2$ сумарне напрацювання за період випробувальних співударів повинно скласти

$$D_{15}^4 = 15kD_1^4 = 2880 \text{ МН}^4. \quad (2)$$

Таке напрацювання отримали у повному циклі прискорених випробувань. На першому етапі проводились співудари до досягнення максимальних сил 2–2,5 МН. При цьому напруги в кузові дослідного вагона не повинні перевищувати допустимих. Після імітації напрацювання 800 МН^4 (що відповідає 5 рокам експлуатації – інтервалу між КР-1) випробування призупинялись і проводився огляд кузова на предмет появи тріщин або непружних деформацій. Якщо таких не було виявлено, то цикл у 800 МН^4 повторювався. Перший етап завершувався при сумарному напрацюванні 2400 МН^4 (15 років експлуатації). Після цього проводився ретельний огляд вагона і за відсутності пошкоджень виконувався другий етап випробувань до пошкодження несучих елементів або до досягнення додаткового напрацювання у 480 МН^4 .

Проведені випробування обох вищевказаних вагонів показали:

- максимальна подовжня сила в автоцепі дослідного вагона склала $2,55 \text{ МН}$, а максимальні напруги в кузові – 175 МПа , що відповідає нормам [1];
- максимальні подовжні прискорення при зіткненнях вагонів не перевищували рівня $4g$;
- несучі елементи кузовів обох типів досліджених вагонів після випробувань не мали видимих тріщин основного металу та зварних швів чи інших пошкоджень.

Наведені вище результати досліджень показують, що значній частині існуючих паса-

жирських вагонів можна подовжити життєвий цикл шляхом проведення певних видів ремонту. У кожному конкретному випадку після повного обстеження слід призначити перший необхідний вид ремонту (КВР, КРП, КР-1) і запланувати подальше технічне обслуговування вагона до його списання. Але витрати на збільшення життєвого циклу вагонів можуть перевищити економію від подовження терміну служби.

Для визначення раціонального варіанта подовження терміну служби існуючим пасажирським вагонам як економічний критерій були прийняті сумарні витрати на їх життєвий цикл. Одночасно критерій мусить відповідати таким вимогам.

Критерій повинен бути багатофакторним і враховувати одночасно різні аспекти, що впливають на життєвий цикл пасажирського вагона.

Витрати на подовження терміну служби не повинні бути більшими за ціну нового вагона.

Критерій мусить бути простим для використання та у вартісному вигляді враховувати усі витрати за окремими своїми складовими.

Критерій мусить бути універсальним для обчислювання та порівняння будь-якої моделі подовження терміну служби пасажирського вагона, тому до його складу не слід включати поточні види ремонту та обслуговування.

Подовження терміну служби пасажирським вагонам є інвестиційним проектом, що передбачає поетапні капіталовкладення на оновлення існуючих та придбання нових вагонів. Оскільки варіанти, що порівнюються, відрізняються між собою капітальними вкладеннями та поточними витратами і змінюються за часом, то рекомендовано витрати попередніх років приводити до теперішнього часу за допомогою коефіцієнта

$$k = \frac{1}{(1 + E_m)^t}. \quad (3)$$

Для вирішення задач такого типу використовують сумарні дисконтовані витрати, які може понести Укрзалізниця за різними варіантами подовження терміну служби пасажирських вагонів. Всі ці варіанти одночасно порівнюються з витратами на придбання нового вагона. Варіант подовження терміну служби вагона, що відповідає найменшим дисконтованим витратам, буде найкращим

$$CDB = \sum_{t=0}^T \frac{B_t + K_t}{(1 + E_m)^t} \rightarrow \min. \quad (4)$$

У формулах (3), (4): СДВ – сумарні дисконтовані витрати; B_t – річні сумарні витрати на усі види ремонтів за різними варіантами подовження терміну служби вагона; K_t – річні капіталовкладення на придбання нового вагона певного типу; E_m – модифікована норма дисконту, що обчислюється за формулою

$$E_m = \frac{1 + E/100}{1 + p/100} - 1,$$

де E – норма дисконту, що дорівнює банківському депозитному відсотку в національній валюті України; p – прогнозований рівень інфляції; t – номер розрахункового року: $t = 0, 1, 2, 3, \dots, T$ (T – строк проведення структурної реформи).

Якщо припустити, що в загальному вигляді значення

$$B_t = [ДР + КР1 + КР2 + КРП(КВР)]_t,$$

то формула (4) набуде такого вигляду

$$CDB = \sum_{t=0}^T \frac{[ДР + КР1 + КР2 + КРП(КВР)]_t + K_t}{(1 + E_m)^t} \rightarrow \min, \quad (5)$$

де ДР – вартість деповського ремонту пасажирського вагона даного типу; КР1 – вартість капітального ремонту першого об'єму; КР2 – вартість капітального ремонту другого об'єму; КРП – вартість капітального ремонту з подовженням терміну служби пасажирського вагона даного типу, що виконується у депо; КВР – вартість капітально-відновлювального ремонту пасажирського вагона даного типу, що виконується на заводі.

Дослідження показали, що можна визначити 12 основних варіантів подовження терміну служби пасажирських вагонів купейного та відкритого типу. Вони були поділені на дві групи. До першої групи (рис. 3) були віднесені основні варіанти подовження терміну служби пасажирських вагонів з виконанням КРП в умовах депо та без нього.

Варіанти 1, 2, 3. Подовження терміну служби вагона на 13 років після 28 років роботи.

Варіант 4. Подовження терміну служби вагона на 13 років після 28 років роботи без КРП, але з проведенням трьох повних обстежень.

Варіант 5. Подовження терміну служби вагона на 15 років після 25 років роботи (з простроченим КР-2).

Варіант 6. Подовження терміну служби вагона на 15 років після 20 років роботи з заміною КР-2 на КРП.

Для усіх цих варіантів були розроблені нові структури ремонтного циклу подовження терміну служби вагонів. Слід сказати, що перелічені варіанти не передбачають кардинального підсилення міцності несучої конструкції вагона.

Друга група варіантів подовження терміну служби вагонів з виконанням КВР в умовах заводу, що передбачає підсилення кузова, дозволяє збільшити життєвий цикл на 23 роки (рис. 4). Але ці варіанти потребують більше коштів у перші роки подовження терміну служби.

Варіанти 7, 8. Подовження терміну служби вагона на 23 роки після 28 років роботи.

Варіанти 9, 10. Подовження терміну служби вагона на 23 роки після 25 років роботи та з простроченим КР-2.

Варіанти 11, 12. Подовження терміну служби вагона на 23 роки після 20 років роботи з заміною КР-2 на КВР.

Одночасно для обох груп були обґрунтовано збільшені міжремонтні цикли після капітального ремонту КР-1 та в деяких випадках після деповського ремонту. Такі заходи спричинили загальне зменшення витрат на життєвий цикл пасажирських вагонів за рахунок часткового збільшення обсягів цих видів ремонту.

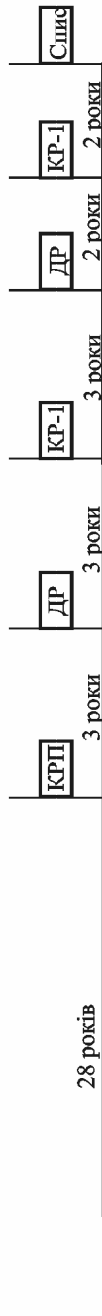
Порівняння витрат на життєвий цикл пасажирських вагонів виконані за різними варіантами подовження терміну їх служби, були обговорені на конференції [4]. У табл. 2, як приклад, наведені варіанти подовження ресурсу вагонам відкритого типу після 28 років служби.

Із таблиці видно, що найменш затратними виявились варіанти 2, 3 і 4. При складанні такого типу таблиць ставка дисконту дорівнювала 24 %, а ціни на усі види ремонту брались за даними Укрзалізниці.

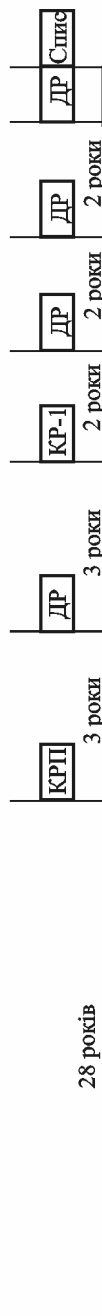
Шкала подовження терміну служби вагонів у роках

20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52
----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

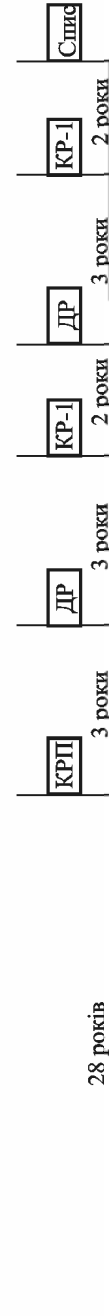
Варіант 1. Подовження терміну служби вагона на 13 років після 28 років роботи



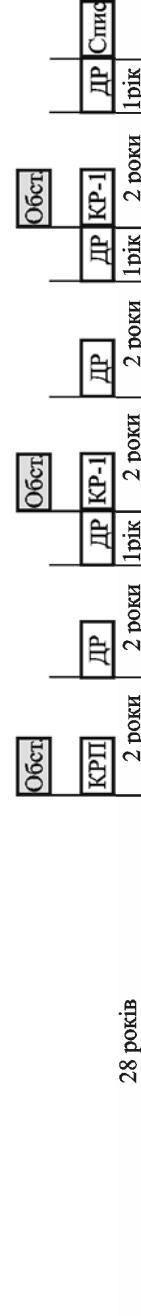
Варіант 2. Подовження терміну служби вагона на 13 років після 28 років роботи



Варіант 3. Подовження терміну служби вагона на 13 років після 28 років роботи



Варіант 4. Подовження терміну служби вагона на 13 років після 28 років роботи та трьох повних обстежень



Варіант 5. Подовження терміну служби вагона на 15 років після 25 років роботи та з просроченим КР-2



Варіант 6. Подовження терміну служби вагона на 15 років після 20 років роботи з заміною КР-2 на КРП

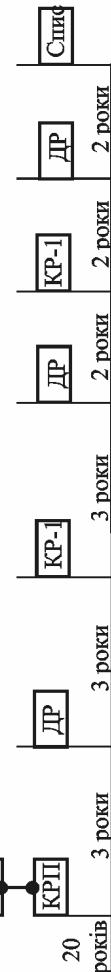
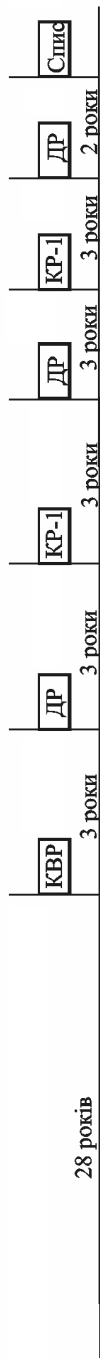


Рис. 3. Варіанти подовження терміну служби пасажирського вагона з виконанням КРП в умовах депо (див. також с. 171)

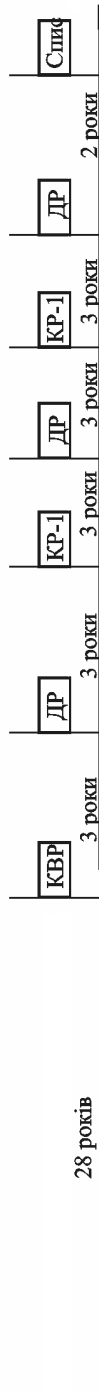
Шкала подовження терміну служби вагонів у роках

20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52
----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

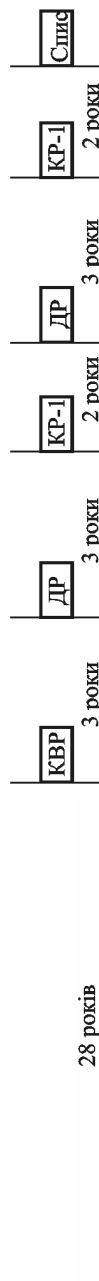
Варіант 7. Подовження терміну служби вагона на 23 роки після 28 років роботи



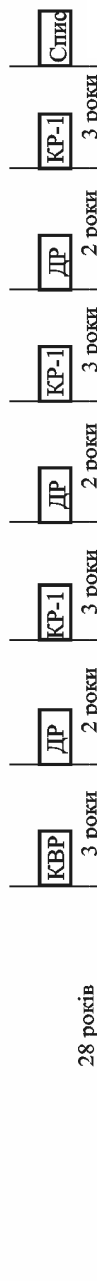
Варіант 8. Подовження терміну служби вагона на 23 роки після 28 років роботи



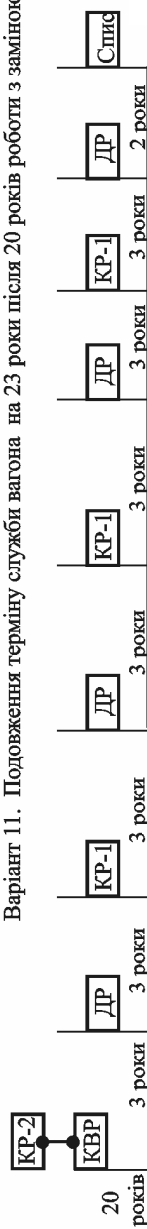
Варіант 9. Подовження терміну служби вагона на 23 роки після 25 років роботи та з простроченим КР-2



Варіант 10. Подовження терміну служби вагона на 23 роки після 25 років роботи та з простроченим КР-2



Варіант 11. Подовження терміну служби вагона на 23 роки після 20 років роботи з заміною КР-2 на КВР



Варіант 12. Подовження терміну служби вагона на 23 роки після 20 років роботи з заміною КР-2 на КВР

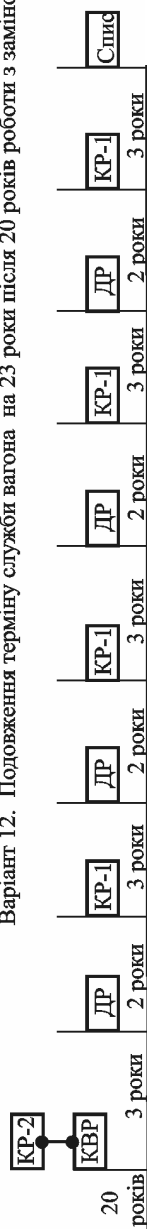


Рис. 3. Закінчення

**Порівняння витрат на життєвий цикл пасажирських вагонів відкритого типу
за різними варіантах подовження терміну служби після 28 років роботи**

№ варіан- та	Найменування варіанта	Вартість технічного утримання вагона з дисконтом (тис. грн) у розрахункові роки: Після відпрацювання перших 28 років, починаючи з року побудови вагона											
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
		29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
1	Подовження терміну служби вагона на 13 років з першим КРП	754,0	0,0	0,0	8,9	0,0	0,0	8,3	0,0	0,0	2,2	0,0	2,4
2	Подовження терміну служби вагона на 13 років з першим КРП	636,0	0,0	0,0	8,9	0,0	0,0	6,9	0,0	2,7	0,0	1,7	0,0
3	Подовження терміну служби вагона на 13 років з першим КРП	636,0	0,0	0,0	8,9	0,0	0,0	6,9	0,0	3,0	0,0	0,0	2,4
4	Подовження терміну служби на 13 років з повними обстеженнями	30,0	0,0	9,8	0,0	6,3	10,2	0,0	3,3	0,0	2,2	3,5	0,0
7	Подовження терміну служби вагона на 23 роки з першим КВР	1200,0	0,0	0,0	8,9	0,0	0,0	8,3	0,0	0,0	2,4	0,0	0,0
8	Подовження терміну служби вагона на 23 роки з першим КВР	1200,0	0,0	0,0	7,9	0,0	10,2	0,0	0,0	2,7	0,0	3,5	0,0
0	Придбання нового вагона	1380,0	0,0	9,8	0,0	6,3	8,5	0,0	3,3	0,0	2,2	2,9	0,0
1	Подовження терміну служби вагона на 13 років з першим КРП	0,0	84,2	0,0	0,0	0,5	0,0	0,0	0,5	0,0	0,0	0,1	861,1
2	Подовження терміну служби вагона на 13 років з першим КРП	1,1	84,2	0,0	0,0	0,5	0,0	0,0	0,5	0,0	0,0	0,1	742,6
3	Подовження терміну служби вагона на 13 років з першим КРП	0,0	84,2	0,0	0,0	0,5	0,0	0,0	0,5	0,0	0,0	0,1	742,5
4	Подовження терміну служби на 13 років з повними обстеженнями	1,1	84,2	0,0	0,0	0,5	0,0	0,0	0,5	0,0	0,0	0,1	151,7
7	Подовження терміну служби вагона на 23 роки з першим КВР	2,3	0,0	0,0	0,7	0,0	0,0	0,6	0,0	0,0	0,2	0,0	1223,4
8	Подовження терміну служби вагона на 23 роки з першим КВР	0,0	0,9	0,0	1,2	0,0	0,0	0,3	0,0	0,4	0,0	0,0	1227,1
0	Придбання нового вагона	1,1	0,0	0,7	1,0	0,0	0,4	0,0	0,3	0,8	0,0	0,1	1417,4

Висновки

1. Аналіз результатів технічного обстеження пасажирських вагонів, які відпрацювали початково встановлений при їх будівництві ресурс, показав, що несучі елементи кузовів не мають пошкоджень втомлювального характеру, але товщини балок рами, підкріплюючих профілів та обшиви кузова зменшені внаслідок корозії.

2. Теоретичні дослідження міцності виявили, що навіть значні корозійні пошкодження (до 40 %) не приводять до втрати несучої здатності суцільнонесучого кузова вагона.

3. Ресурсні випробування на співудари вагонів після КРП, виконаного в передових пасажирських депо, показали можливість подовження терміну експлуатації вагона до 15 років.

4. Запропоновано 12 варіантів структур ремонтного циклу вагонів купейних та відкритого типу після відпрацювання ними початкового терміну служби. З них у п'яти варіантах планується КРП в умовах депо і у шести – КВР в умовах заводу.

5. Економічний аналіз сумарних дисконтованих витрат на додатковий життєвий цикл ва-

гонів дозволяє вибирати доцільні варіанти подовження термінів експлуатації.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
2. Блохин Е. П. Комплексная оценка ресурса пассажирских вагонов после капитально-восстановительного ремонта. / Е. П. Блохин, О. М. Савчук, В. П. Горобец и др. // *Залізничний транспорт України*. 2002. – № 6, 2003. – № 3.
3. Манашкин Л. А. Ресурсные ударные испытания грузовых вагонов на выносливость / Л. А. Манашкин, В. В. Колбун // *Перспективы развития вагоностроения: Тез. докл. на Всесоюзной конференции*. – М.: ВНИИВ, 1988. – 37 с.
4. Остапук Б. Я. Обгрунтування і подовження життєвого циклу пасажирських вагонів / Б. Я. Остапук, О. М. Савчук // *Проблеми механіки залізничного транспорту: Тез. докл. на XI міжнародній конференції*. – Д.: ДПТ, 2004. – 130 с.

Надійшла до редколегії 10.03.04.

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ОТЦЕПОВ ПРИ РОСПУСКЕ СОСТАВОВ НА ГОРКАХ

Розроблено ітераційний метод оптимізації режимів гальмування відцепів состава на сортувальних гірках, що дозволяє максимізувати інтервали між відчепами на розділових стрілках, виконані дослідження його ефективності.

Разработан итерационный метод оптимизации режимов торможения отцепов состава на сортировочных горках, позволяющий максимизировать интервалы между отцепами на разделительных стрелках, выполнены исследования его эффективности.

The authors have developed an iteration method of optimizing the train cuts braking modes on the sorting humps, which allows maximizing the intervals between the cuts on separating switches, and made a study of its efficiency.

В современных условиях эксплуатации сортировочных горок, характеризующихся снижением объемов переработки вагонов, главной целью оптимизации режимов торможения скатывающихся отцепов становится не повышение скорости роспуска, а обеспечение их надёжного разделения на стрелках. Достижение указанной цели позволит минимизировать объем маневровой работы по ликвидации последствий неразделений отцепов, в результате которых вагоны попадают на пути, не соответствующие их назначению.

Очевидно, что наилучшие условия разделения скатывающихся отцепов на стрелках обеспечиваются при максимальных интервалах между ними. Существующие методы решения данной задачи [1–5] обладают определенными недостатками. Использование в качестве критерия оптимизации минимального интервала между отцепами состава в сочетании с классическими методами оптимизации [2–4] не обеспечивает наилучший выбор остальных интервалов. Устранить указанный недостаток позволяет многошаговый двухэтапный метод оптимизации [5], который достаточно громоздкий и не всегда обеспечивает необходимую точность решения, поскольку целевая функция в данной задаче является негладкой. В статье предлагается итерационный метод оптимизации режимов торможения скатывающихся отцепов, который свободен от указанных недостатков.

Как известно, условия разделения пары отцепов ($i, i+1$) на стрелке δ_i характеризуются величиной интервала δt_i между моментами освобождения изолированного участка стрелки

i -м и занятия его $(i+1)$ -м отцепами, в течение которого этот участок остается свободным

$$\delta t_i(q_i, q_{i+1}, \sigma_i) = t_{0i} + t_{i+1}(q_{i+1}, \sigma_i) - \tau_i(q_i, \sigma_i), \quad (1)$$

где q_i, q_{i+1} – параметры, характеризующие режимы торможения соответственно i -го и $(i+1)$ -го отцепов; t_{0i} – начальный интервал между отцепами на вершине горки; τ_i – время движения i -го отцепа от момента отрыва до момента освобождения изолированного участка разделительной стрелки σ_i ; t_{i+1} – время движения $(i+1)$ -го отцепа от момента отрыва до момента занятия изолированного участка разделительной стрелки σ_i .

Режимы торможения отцепов, изменение которых позволяет регулировать интервалы δt , могут быть представлены парами значений энергетической высоты (h', h'') , погашаемой соответственно на первой и второй тормозных позициях спускной части горки. Указанные значения h', h'' для каждого отцепа должны принадлежать области допустимых режимов торможения (ОДР), в которой выполняются все их технические и технологические ограничения. Данная область представляет собой многоугольник, стороны которого соответствуют предельным значениям погашаемой энергетической высоты (h', h'', h''') на трех тормозных позициях горки [6].

Как показали исследования [6], режимы, при которых интервал δt достигает максимума, находятся на границе ОДР. При этом, если

стрелка разделения второй пары отцепов σ_i расположена ближе к вершине горки, чем стрелка разделения первой пары ($\sigma_i < \sigma_{i-1}$), то оптимальный режим находится на верхнем участке границы ОДР; в противном случае ($\sigma_i > \sigma_{i-1}$) оптимальный режим находится на ее нижнем участке.

Следует заметить, что любая точка на верхнем или нижнем участках границы ОДР и, следовательно, соответствующий режим торможения отцепа могут быть однозначно определены параметром $q \in [q_{\min}, q_{\max}]$, который принимает целочисленные значения (0, 1, 2, 3) в узлах ОДР; при этом значение $q_{\min}$ соответствует режиму быстрого (Б), а $q_{\max}$ – режиму медленного скатывания отцепа (М). Указанный параметр используется для представления уравнений границы ОДР в параметрическом виде [6]

$$\left. \begin{aligned} h' &= b_{1j} + k_{1j}q \\ h'' &= b_{2j} + k_{2j}q \end{aligned} \right\}, \quad j=1, \dots, m, \quad (2)$$

где b, k – коэффициенты; m – число участков границы ОДР.

Значение m зависит от сопротивления движению отцепа (для очень плохих бегунов (ОП) в неблагоприятных условиях $m=3$, для очень хороших бегунов (ОХ) $m=6$).

Оптимальными являются такие режимы торможения n отцепов состава q_i , при которых интервалы δt_i , $i=1, \dots, n-1$ (1) достигают максимума, обеспечивая тем самым максимальную надёжность разделения отцепов на стрелках. Поэтому целевая функция в задаче оптимизации режимов торможения представляет собой вектор из $(n-1)$ компонентов:

$$\delta T(q) = [\delta t_1(q_1, q_2), \delta t_2(q_2, q_3), \dots, \delta t_{n-1}(q_{n-1}, q_n)]. \quad (3)$$

При этом желательно установить такие значения режимов q в допустимой области ($q \in Q$), при которых все интервалы δt_i достигают максимума. Очевидно, что получить такое решение невозможно, поскольку увеличение некоторого интервала δt_i приведёт к соответствующему уменьшению интервала δt_{i+1} в следующей паре отцепов. Поэтому обычно осуществляют поиск компромиссного решения, при котором максимизируется минимальный интервал δt_i в составе [1–5]:

$$\delta T^*(q) = \max_{q \in Q} \min [\delta t_1(q_1, q_2), \delta t_2(q_2, q_3), \dots, \delta t_{n-1}(q_{n-1}, q_n)], \quad \delta t_i \geq 1, 0c. \quad (4)$$

Решение данной задачи с использованием традиционных методов оптимизации не является наилучшим, поскольку часть найденных при этом интервалов оказывается равной минимальному интервалу δT^* , тогда как их можно увеличить за счет некоторого уменьшения других интервалов большей величины в смежных парах отцепов [5]. Для устранения указанного недостатка необходимо рассматривать расформируемый состав как единую систему взаимосвязанных отцепов. Режимы торможения отдельных отцепов должны обеспечивать максимально возможные интервалы на стрелках для всех неблагоприятных по условиям разделения пар отцепов за счет оптимального их распределения по всему составу.

Отцепы состава существенно различаются по параметрам – длине, весу, сопротивлению, дальности пробега в парк и др. Случайное размещение в составе отцепов с различными параметрами приводит к образованию групп отцепов, отличающихся условиями разделения на стрелках. В благоприятных группах (как правило, это группы длинных отцепов) на вершине горки между отцепами образуются достаточно большие интервалы, которые сохраняются до разделительных элементов и обеспечивают надёжное разделение таких отцепов. Напротив, в неблагоприятных группах (группы одиночных отцепов) интервалы между отцепами на вершине горки минимальны, что может в дальнейшем привести к их неразделению на стрелках в случае неправильного выбора режима торможения. Поэтому при оптимизации режимов торможения отцепов необходимо установить указанные группы в составе и определить такие режимы торможения, которые максимизируют интервалы между отцепами на стрелках в неблагоприятных группах за счет некоторого их уменьшения в соседних более благоприятных группах.

Решение задачи оптимизации режимов интервального регулирования скорости отцепов в такой постановке возможно при использовании предлагаемого итерационного метода. Метод позволяет найти в расформируемом составе группы последовательных отцепов, близкие по условиям разделения, и установить для них такие режимы торможения, при которых интервалы на разделительных стрелках для всех пар отцепов группы одинаковы.

Итерационный метод основан на локальной оптимизации режима торможения среднего отцепа критической группы из трех смежных отцепов, определяемой на каждом шаге итерации.

Критической считается группа отцепов, для которой абсолютная величина разности интервалов на разделительных стрелках во второй и в первой парах отцепов $|f_i(q_i)|$ максимальна:

$$f_i(q_i) = \delta t_i(q_i, q_{i+1}) - \delta t_{i-1}(q_{i-1}, q_i), \quad i \in [2, n-1]. \quad (5)$$

Учитывая локальный характер оптимизации, интервалы δt_{i-1} , δt_i (1) соответственно между отцепами первой и второй пар критической группы рассматриваются как функции режима торможения i -го отцепа q_i при фиксированных режимах $(i-1)$ -го и $(i+1)$ -го отцепов:

$$\left. \begin{aligned} \delta t_{i-1}(q_i) &= t_{0,i-1} + t_i(q_i, \sigma_{i-1}) - \tau_{i-1}(\sigma_{i-1}), \\ \delta t_i(q_i) &= t_{0,i} + t_{i+1}(\sigma_i) - \tau_i(q_i, \sigma_i). \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

При этом для выбранной критической группы должно выполняться одно из двух условий:

$$f_i(q_i) > 0, \text{ то } q_i < q_{i,\max} \quad (7)$$

или

$$f_i(q_i) < 0, \text{ то } q_i > q_{i,\min}. \quad (8)$$

Если же ни одно из этих условий не выполняется, то это означает, что для i -го отцепа установлен один из двух предельных режимов торможения, который не может быть изменен и, следовательно, группу не следует рассматривать как критическую. Так, если $f_i(q_i) > 0$, т. е. $\delta t_i > \delta t_{i-1}$, а $q_i = q_{i,\max}$, то это означает, что впереди i -го отцепа расположена группа с неблагоприятными условиями разделения, а за ним – с благоприятными. Установленный при этом для i -го отцепа режим медленного скатывания $q_{i,\max}$ обеспечивает максимально возможные интервалы в группе отцепов впереди него за счет сокращения интервалов в следующей за этим отцепом благоприятной группе.

Напротив, если $f_i(q_i) < 0$, т. е. $\delta t_i < \delta t_{i-1}$, то для i -го отцепа устанавливается режим быстрого скатывания ($q_i = q_{i,\min}$), который позволяет максимизировать интервалы в группе за этим отцепом за счет их уменьшения в предыдущей благоприятной группе.

Оптимальным для среднего отцепа критической группы является такой режим торможения q_i^* , при котором меньший из двух интервалов δt_{i-1} , δt_i (6) достигнет максимума

$$\delta t_i^* = \max_{q_i \in Q_i} \min \{ \delta t_{i-1}(q_i), \delta t_i(q_i) \}. \quad (9)$$

Поиск оптимального режима q_i^* осуществляется, как было отмечено выше, на границе Q_i ОДР i -го отцепа ($q_i^* \in Q_i$). Для этого необходимо

найти в интервале $[q_{i,\min}, q_{i,\max}]$ точку q_i^* , в которой негладкая функция $F_i = \min \{ \delta t_{i-1}, \delta t_i \}$ достигает максимума (рис. 1, а). При этом с точки зрения реализации алгоритма решения целесообразно перейти к эквивалентной задаче поиска нуля функции $f_i(q_i)$ (5), показанной на рис. 1 пунктиром. Учитывая, что функция $f_i(q_i)$ имеет разрывы первой производной в узлах ОДР, первоначально необходимо локализовать отрезок границы ОДР между двумя смежными узлами, на котором функция $f_i(q_i)$ принимает нулевое значение и меняет знак. С этой целью необходимо найти такое целочисленное значение q_i' , при котором $f_i(q_i') f_i(q_i' + 1) < 0$. В дальнейшем в интервале $[q_i', q_i' + 1]$, в котором $f_i(q)$ является гладкой функцией, необходимо найти отрезок $[a, b]$, удовлетворяющий условиям:

$$f_i(a) f_i(b) < 0, \quad |a - b| < \varepsilon_q, \quad (10)$$

где ε_q – допустимая погрешность решения.

В качестве окончательной оценки оптимального решения q_i^* можно принять середину отрезка $[a, b]$, т. е. $q_i^* = (a + b)/2$. Если же функция $f_i(q)$ не имеет нуля в интервале $[q_{i,\min}, q_{i,\max}]$ (см. рис. 1, б, в), то в этом случае в качестве оптимального режима q_i^* принимается соответствующее граничное значение при $f_i(q_{i,\min}) > 0$ и $f_i(q_{i,\max}) > 0$, для среднего отцепа устанавливается режим медленного скатывания $q_i^* = q_{i,\max}$ (см. рис. 1, б), а при $f_i(q_{i,\min}) < 0$ и $f_i(q_{i,\max}) < 0$ – режим быстрого скатывания $q_i^* = q_{i,\min}$ (см. рис. 1, в).

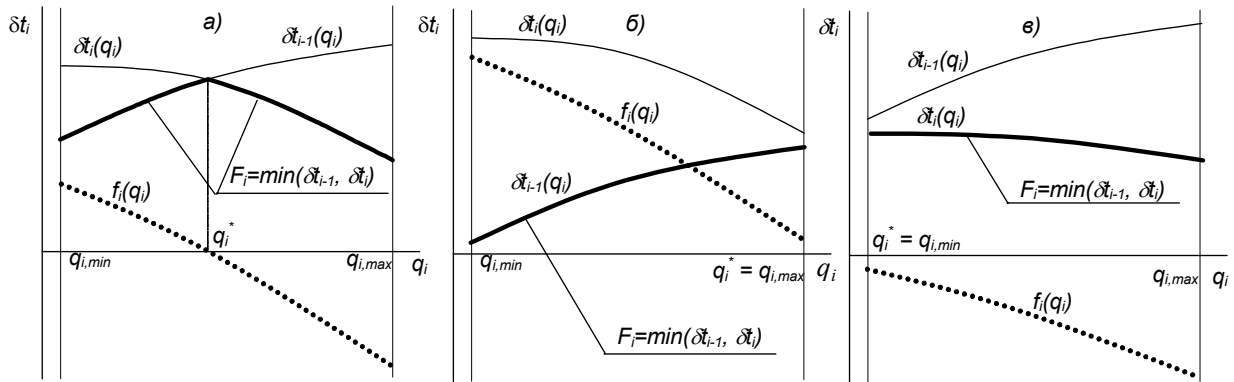


Рис. 1. Графическое решение задачи оптимизации режима торможения среднего отцепа критической группы

Для поиска нуля функции $f_i(q_i)$ в интервале $[q'_i, q'_i + 1]$ первоначально были использованы традиционные методы (деления пополам, золотого сечения, линейной интерполяции). Однако метод линейной интерполяции оказался недостаточно надёжным, а другие методы не обеспечивали необходимого быстродействия. Поэтому, принимая во внимание особенности целевой функции, был разработан регуляризованный метод поиска нуля функции $f_i(q_i)$ [7], являющийся комбинацией методов деления пополам и линейной интерполяции. Сущность метода заключается в следующем. На некотором этапе поиска по двум лучшим точкам q_1 , q_2 , найденным на предыдущих этапах, строится линейная аппроксимирующая функция, которая принимает нулевое значение в точке u :

$$u = q_2 - \frac{q_2 - q_1}{f(q_2) - f(q_1)} f(q_2). \quad (11)$$

Полученная точка используется для построения следующего приближения, если она принадлежит текущему интервалу неопределённости $u \in [q_a, q_b]$ и при этом

$$|u - q_1| < \frac{q_a + q_b}{2}. \quad (12)$$

Если эти условия не выполняются, то на данном этапе точка u заменяется серединой интервала неопределённости

$$u = (q_a, q_b)/2.$$

После выбора точки u осуществляется корректирование границ интервала неопределённости и списка лучших точек. Поиск продолжается, пока

$$|f(u)| > \varepsilon_{\text{кр}},$$

где $\varepsilon_{\text{кр}}$ – точность выравнивания интервалов в критической группе отцепов. Указанный метод позволил более чем в три раза сократить число итераций при поиске нуля функции $f(q)$ и за счет этого существенно ускорить процесс оптимизации режимов торможения.

Разработанный алгоритм поиска нуля функции $f(q)$ был реализован с использованием численных методов представления функций $t(q, \sigma)$ и $\tau(q, \sigma)$, входящих в (6) и в целевую функцию (9). С этой целью для каждого отцепа состава должна быть задана таблица значений t и τ , найденных для различных режимов торможения q , которые расположены в узловых и промежуточных точках границы ОДР (раздельно для ее верхнего и нижнего участка). Указанные значения t и τ находят предварительно для всех разделительных стрелок горки σ с помощью имитационного моделирования скатывания отцепов. В процессе итераций для нахождения значений времени t и τ при произвольных режимах торможения q используются интерполяционные многочлены Ньютона, которые строятся отдельно для каждого отрезка ОДР, где производные функций $t(q)$ и $\tau(q)$ остаются непрерывными.

Таким образом, с помощью разработанной методики на очередном шаге итерации оптимизируется режим торможения одного отцепа состава (среднего отцепа критической группы). В результате корректируются интервалы на стрелках разделения этого отцепа с двумя смежными отцепами. После этого осуществляется переход к следующему шагу итерации, на котором выбирается новая критическая группа и т. д. Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока не будет выполнено условие

$$\max |f_i(q_i)| < \varepsilon, \quad i = 2, \dots, n-1. \quad (13)$$

Далее рассмотрен пример оптимизации режимов торможения для состава из 25 отцепов, данные о котором приведены в табл. 1. Перед началом оптимизации для каждого отцепа был установлен начальный режим торможения, определяемый значением q_{oi} , при этом для отцепов с четными номерами в качестве начальных были приняты соответствующие максимальные ($q_{oi} = q_{i,\max}$),

а с нечетными – минимальные ($q_{oi} = q_{i,\min}$) значения параметра q . Интервалы δt_i на разделительных стрелках, образующиеся при таких режимах торможения, показаны на рис. 2 сплошной линией. Как видно, указанные интервалы имеют значительный разброс и в отдельных случаях их значения недопустимы ($\delta t_i < 1$ с).

Таблица 1

Результаты оптимизации режимов торможения отцепов состава

Номер отцепа	Длина отцепа l , м	Основное сопротивление w_o , Н/кН	Номер стрелки разделения σ	Начальный интервал t_o , с	Режим торможения				Интервал на стрелке разделения δt , с
					$q_{\min}$	$q_{\max}$	q_0	q^*	
1	29,46	2,20	3	19,74	0	3	0	0(Б)	14,556
2	41,76	2,10	2	23,11	0	2	0	0,750	14,558
3	12,02	3,90	2	11,74	0	1	1	0(Б)	14,222
4	77,82	1,05	3	44,83	0	2	0	1,725	14,232
5	13,92	4,50	2	9,21	1	2	2	1(Б)	8,238
6	29,46	1,10	2	20,09	0	2	0	1,953	8,224
7	41,76	1,44	4	26,74	0	2	2	2(М)	13,816
8	48,08	1,24	2	30,20	0	3	0	2,937	13,822
9	48,08	1,44	2	25,88	0	2	2	1,042	13,810
10	13,92	2,00	3	14,33	0	2	0	1,580	13,798
11	72,12	1,39	2	38,93	0	3	3	2,741	13,815
12	13,92	0,50	2	9,84	0	2	0	0(Б)	8,286
13	13,92	3,50	3	9,73	0	1	1	0,722	8,262
14	29,24	1,25	2	17,49	1	3	1	2,717	8,249
15	13,92	4,00	2	14,30	0	1	1	1(М)	18,172
16	91,74	1,32	3	50,53	0	2	0	1,337	18,190
17	13,92	1,00	2	14,69	1	3	3	2,540	18,191
18	94,54	1,29	4	53,27	0	2	0	1,554	18,182
19	13,92	1,50	2	8,65	1	2	2	1(Б)	7,324
20	14,73	1,40	2	11,18	0	2	0	1,399	7,306
21	27,84	0,83	2	16,04	0	2	2	1,639	7,312
22	13,92	3,00	5	8,50	0	2	0	1,955	7,324
23	13,92	2,50	2	12,91	1	2	2	1,909	7,346
24	55,68	1,28	4	30,90	0	2	0	1,975	7,370
25	14,62	3,60	—	—	0	3	3	3(М)	—

В процессе оптимизации происходит корректирование режимов торможения в критических группах с целью выравнивания интервалов δt в смежных парах отцепов. Так, на первой итерации в качестве критической была выбрана группа, включающая 18-й, 19-й и 20-й отцепы, в которой разность смежных интервалов оказалась максимальной: $\delta t_{18} = 47,53$ с, $\delta t_{19} = -3,24$ с и $|f(q_i)| = 50,77$ с.

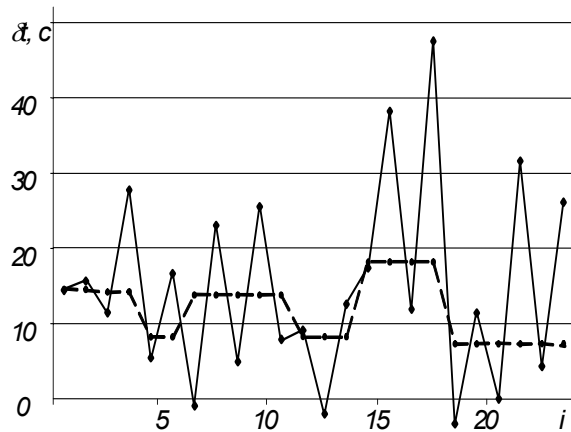


Рис. 2. Интервалы между отцепами состава

В результате оптимизации для среднего 19-го отцепа был установлен режим быстрого скатывания ($q_{19} = 1$), после чего интервалы в группе изменились: $\delta t_{18} = 31,3$ с, $\delta t_{19} = 5,7$ с. В данном случае равенство интервалов не было достигнуто, поскольку для 19-го отцепа значение $q_{19} = 1$ является минимальным.

Для иллюстрации характера итерационного процесса для данного состава на рис. 3 приведен график изменения абсолютной величины функции $f(q)$ для критических групп отцепов по мере увеличения номера итерации v . Как видно из приведенного ри-

сунка, на первых 20 шагах значение $|f(q)|$ резко падает от 50,77 до 3,31 с. При этом уже на этих шагах определяются отцепы, разделяющие состав на группы с близкими интервалами δt , и для них устанавливаются соответствующие предельные режимы торможения q_i (минимальные или максимальные). В результате выбора таких режимов происходит перераспределение интервалов δt в указанных группах (увеличение в группах с малыми значениями δt за счет некоторого уменьшения больших интервалов).

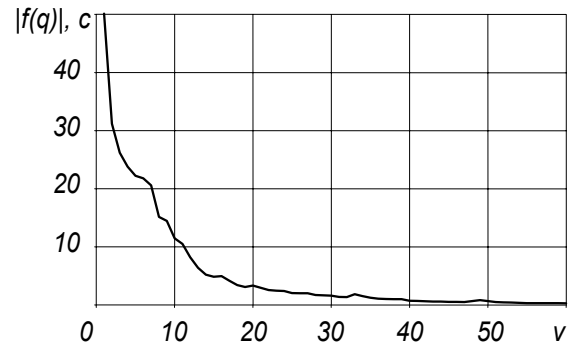


Рис. 3. График изменения функции $|f(q)|$ при увеличении номера итерации v

На последующих итерациях (после 20-й) происходит окончательное выравнивание интервалов δt во всех образовавшихся группах отцепов с одинаковыми условиями разделения. При этом на этих шагах величина разности $|f(q)|$ незначительна и медленно убывает по мере приближения к завершению оптимизации. Для примера на рис. 4 показан процесс выравнивания интервалов в группе отцепов 12...15. В этой группе первоначально интервалы существенно различались: $\delta t_{12} = 9,12$ с, $\delta t_{13} = -1,90$ с, $\delta t_{14} = 12,56$ с.

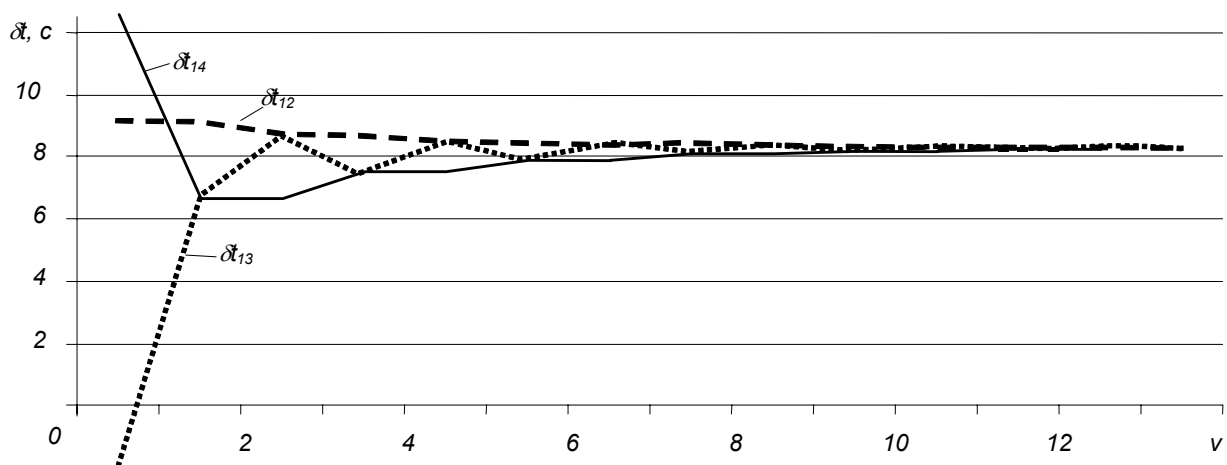


Рис. 4. Итерационный процесс выравнивания интервалов в группе отцепов 12...15

В процессе итераций происходит перераспределение интервалов в данной группе, так что к концу решения они становятся практически одинаковыми и равными 8,3 с (табл. 1), при этом изменения величин δt_i зачастую имеют сложный колебательный характер (см. рис. 4). Поэтому для окончательного выравнивания интервалов требуется, как правило, достаточно большое число итераций, которое зависит от заданной точности решения. Например, при $\varepsilon = 0,025$ с для выравнивания интервалов между отцепами группы 15...19 потребовалось 29 итераций (16-й отцеп – 11, 17-й – 12 и 18-й – 6 итераций), при этом общее число итераций для оптимизации режимов данного состава $N = 119$.

Окончательное распределение интервалов δt в рассматриваемом составе по завершении оптимизации показано на рис. 2 пунктирной линией. Оптимальные значения параметра q_i^* , характеризующие режимы торможения отцепов указанного состава и соответствующие интервалы δt_i на разделительных стрелках, приведены в табл. 1. Анализ полученных значений параметра q_i^* показывает, что в составе для ряда отцепов установлены предельные (максимальные для отцепов 7, 15 и минимальные для отцепов 3, 5, 12 и 19) значения q_i^* (выделены в табл. 1 штриховкой). Эти значения обеспечивают для данных отцепов соответственно режимы медленного (М) или быстрого (Б) скатывания. Указанные отцепы делят состав на группы с различными условиями скатывания (благоприятные и неблагоприятные группы), при этом в каждой такой группе эти условия (интервалы δt) одинаковы.

Предельные режимы торможения всегда устанавливаются для первого и для последнего отцепов состава. При этом для первого

отцепа принято $q_1 = q_{1,\min}$ (Б), а для последнего $-q_n = q_{n,\max}$ (М), что позволяет обеспечить наилучшие условия разделения соответственно первой и последней пар отцепов в составе.

В результате оптимизации рассматриваемый состав оказался разделенным на 7 групп (1-3-5-7-12-15-19-25), для каждой из которых установлено некоторое значение интервала δt , одинаковое для всех пар отцепов группы (14.6, 14.2, 8.2, 13.8, 8.3, 18.2 и 7.3 с).

Как показал анализ результатов оптимизации большого числа составов, возможны 4 варианта взаимного расположения отцепов с предельными режимами торможения $q_{\min}$ и $q_{\max}$ (Б-М, М-Б, Б-Б и М-М). Как видно из рис. 5, а-г, такие отцепы делят состав на части с одинаковыми условиями разделения ($\delta t_i = \delta t_{i+1} = \dots = \delta t_{i+k-1}$). В случае Б-М (см. рис. 5, а) эти условия неблагоприятные ($\delta t_i < \delta t_{i-1}$, $\delta t_{i+k-1} < \delta t_{i+k}$), в случае М-Б (см. рис. 5, б) – условия благоприятные ($\delta t_i > \delta t_{i-1}$, $\delta t_{i+k-1} > \delta t_{i+k}$), а в случаях Б-Б (см. рис. 5, в) и М-М (рис. 5, г) – условия промежуточные. В случае режимов Б-Б интервалы при переходе от группы к группе уменьшаются ($\delta t_{i-1} > \delta t_i$, $\delta t_{i+k-1} > \delta t_{i+k}$), а при режимах М-М – увеличиваются ($\delta t_{i-1} < \delta t_i$, $\delta t_{i+k-1} < \delta t_{i+k}$). Очевидно, что выбор для указанных отцепов предельных режимов Б и М позволяет максимально увеличить интервалы δt в неблагоприятных группах за счет их сокращения в смежных благоприятных группах. Для остальных отцепов каждой такой части состава оптимальные значения параметра q_i^* устанавливаются из условия обеспечения равных интервалов δt и, следовательно, условий разделения для всех пар отцепов группы.

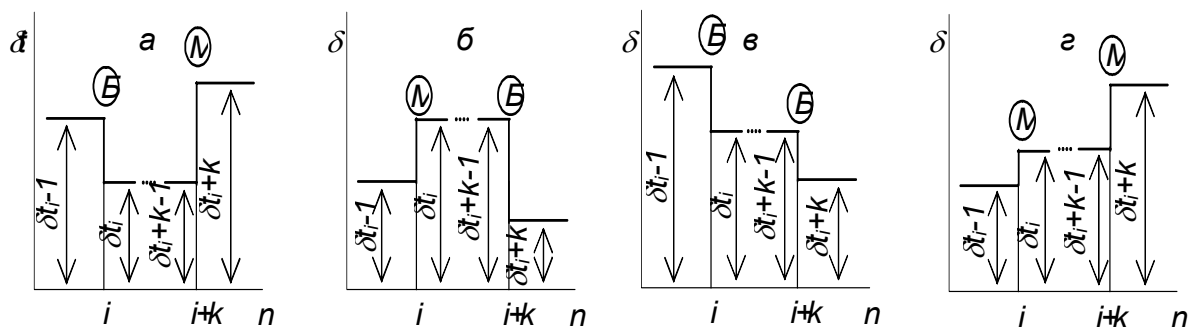


Рис. 5. Схемы взаимного расположения в составе отцепов с предельными режимами торможения

В результате исследований установлено, что основное влияние на величину установленного интервала δt_i в паре отцепов $(i, i+1)$ оказывает начальный интервал t_{0i} между ними на вершине горки, который определяется, главным образом, длиной первого отцепа в паре l_{0i} :

$$t_{0i} = \frac{l_{0i} - s_{0i} + s_{0,i+1}}{V_0}, \quad (14)$$

где s_{0i} , $s_{0,i+1}$ – координаты точек отрыва соответственно i -го и $(i+1)$ -го отцепов; V_0 – скорость роспуска состава.

Начальные интервалы $t_{0i} < 10$ с (табл. 1), которые образуются при наличии в составе двух и более коротких смежных отцепов, приводят к образованию групп, неблагоприятных по условиям разделения (отцепы 5...7 – интервалы $\delta t = 8,2$ с; отцепы 12...15 – $\delta t = 8,3$ с; отцепы 19...25 – $\delta t = 7,3$ с).

Соппротивление движению отцепов w_0 на величину интервалов δt влияет неоднозначно. Так, в парах отцепов, ходовые качества которых существенно различаются (сочетание П-Х – пары 5-6 и 13-14; сочетание Х-П – пары 12-13, 14-15, 21-22, 24-25), интервалы минимальны, а указанные пары находятся в неблагоприятных группах. В то же время в парах 3-4 (П-Х) и 4-5 (Х-П) интервалы δt достаточно велики (14,2 с), а сами пары относятся к благоприятным группам.

Эффективность разработанного метода оптимизации определяется числом итераций N , необходимых для поиска оптимальных режимов торможения отцепов состава. Для исследования влияния различных факторов на число итераций, была выполнена оптимизация режимов торможения отцепов 102 составов, в которых номера разделительных стрелок были получены с помощью статистического моделирования. При этом для каждого состава использовались различные методы выбора начальных значений компонент вектора режимов торможения отцепов q_0 (1 – минимальные значения, 2 – максимальные, 3 – средние, 4 – случайные, 5, 6 – чередующиеся минимальные и максимальные значения, 7 – расчетные значения), определяемые с помощью предварительно полученной линейной статистической модели

$$q_{0i} = f(X),$$

где X – вектор параметров, определяющих q_0 . В результате установлено, что число итераций

для отдельных составов колеблется в широких пределах для всех методов. В табл. 2 для каждого из методов приведены статистические параметры распределения случайного числа итераций N , необходимого для оптимизации режимов торможения отцепов состава при точности выравнивания интервалов $\varepsilon = 0,025$ с, а также частота P появления составов, для которых данный метод обеспечивал минимальное число итераций.

Таблица 2

Анализ числа итераций при различных методах определения начальных значений q_0

Метод	$N_{\min}$	$N_{\max}$	$N_{\text{ср}}$	σ_N	P
1	67	301	143,7	42,9	0,00
2	89	275	146,5	38,9	0,04
3	67	289	127,4	40,1	0,08
4	66	265	127,9	34,5	0,09
5	46	292	124,9	39,1	0,15
6	49	232	121,9	35,7	0,24
7	62	241	115,4	34,1	0,40

Одним из основных факторов, определяющих разброс числа итераций в интервале $[N_{\min}, N_{\max}]$, является вектор номеров разделительных стрелок отцепов состава.

Для повышения эффективности разработанного метода и минимизации необходимого числа итераций N был выполнен анализ влияния на итерационный процесс различных факторов при разных методах выбора начальных значений q_{0i} . Оказалось, что для всех методов величина N экспоненциально уменьшается по мере возрастания ε , лучшим оказался метод, где в качестве q_{0i} выбираются их средние значения. Установлено, что для практических целей достаточна точность выравнивания интервалов $\varepsilon = 1$ с, что позволит резко уменьшить необходимое число итераций (до 3–4 на один отцеп). Одновременно с этим, чтобы исключить возможность уменьшения величины минимального интервала между отцепами для отдельных составов, был усовершенствован критерий завершения итераций по составу (13). В результате исследований оказалось, что рациональным является сочетание высокой точности выравнивания интервалов ($\varepsilon = 0,025$ с) с ограничением каждого интервала δt_i величиной $\delta T_{\min}$, уста-

наливаемой индивидуально для каждого состава как:

$$\delta T_{\min} = \min \{ \max \delta t_1, \max \delta t_2, \dots, \max \delta t_{n-1} \} - \Delta, \\ \max \delta t_i = t_i(q_{i,\min}, q_{i+1,\max}). \quad (15)$$

Величина Δ определяет допустимый диапазон отклонения найденных в результате оптимизации интервалов δt_i от их наилучших (максимальных) значений и соответствующее число итераций N .

Для оценки эффективности предложенного критерия (15) была выполнена оптимизация тех же 102 составов при различных значениях Δ и методах выбора q_{0i} . На рис. 6 показаны полученные зависимости числа итераций и минимального на всей совокупности составов интервала $\delta t_{\min}^*$ от величины Δ . Оказалось, что с ростом Δ интервал $\delta t_{\min}^*$ уменьшается весьма незначительно (до 8 %), в то время как необходимое число итераций уменьшается в 8 раз. Выбор допустимой величины Δ может осуществляться на основе полученных зависимостей (см. рис. 6), исходя из требований конкретной задачи.

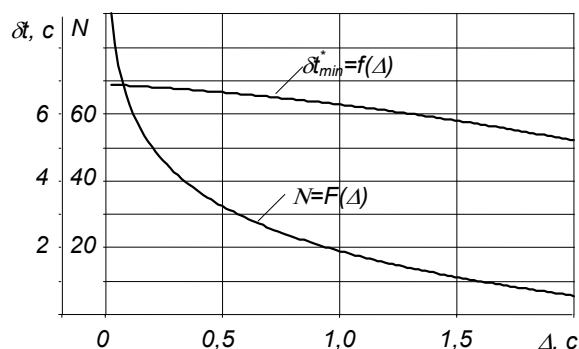


Рис. 6. Зависимости результатов оптимизации $\delta t_{\min}^*$ и N от допустимой величины уменьшения минимального интервала между отцепами

Таким образом, выполненные исследования позволили установить основной принцип выбора оптимального режима роспуска состава, заключающийся в том, чтобы обеспечить наилучшие условия разделения на стрелках отцепов всех неблагоприятных групп состава. Разработанный итерационный метод оптимизации позволяет установить указанные группы в составе и определить для всех его отцепов такие режимы торможения, при которых в этих груп-

пах интервалы на разделительных стрелках максимальны.

Исследования механизма итерационного процесса позволили установить рациональный критерий окончания оптимизации и наилучший метод выбора начальных режимов торможения отцепов. Полученные при этом зависимости могут быть использованы для выбора компромисса между точностью решения и необходимым числом итераций в соответствии с условиями конкретной задачи.

Модель процесса расформирования составов, построенная на основе итерационного метода, может быть использована для совершенствования конструкции сортировочных горок и технологии роспуска составов; она может также оказаться полезной при создании систем автоматизации сортировочного процесса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Божко Н. П. Методика определения режимов торможения отцепов при анализе конструкций сортировочных горок // Вопросы механизации и автоматизации сортировочного процесса на станциях: Межвуз. сб. научн. тр. – Вып. 229/15. – Д.: ДИИТ, 1983. – С. 30–36.
2. Муха Ю. А. Автоматизация и механизация переработки вагонов на станциях / Ю. А. Муха, И. В. Харланович, В. П. Шейкин и др. – М.: Транспорт, 1985. – 248 с.
3. Бобровский В. И. Поиск оптимальных режимов торможения на проектируемых сортировочных горках // Информационно-управляющие системы на железнодорожном транспорте. – 1999. – № 5. – С. 50–54.
4. Бобровский В. И. Оптимизация режимов торможения отцепов на сортировочных горках / Транспорт: 36. науч. прайс. – Д.: Арт-Пресс, 2000. – С. 43–47.
5. Бобровский В. И. Многошаговый двухэтапный метод оптимизации режимов роспуска составов на горках // Информационно-управляющие системы на железнодорожном транспорте. – 2004. – № 2. – С. 8–14.
6. Бобровский В. И. Математическая модель для оптимизации интервального регулирования скорости отцепов на горках / В. И. Бобровский, Д. Н. Козаченко // Информационно-управляющие системы на железнодорожном транспорте. – 2003. – № 3. – С. 3–8.
7. Гилл Ф. Практическая оптимизация / Гилл Ф., Мюррей У., Райт М. – М.: Мир, 1985. – 509 с.

Поступила в редколлегию 15.04.04.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНЕЦЕНТРЕННО НАГРУЖЕННЫХ ФУНДАМЕНТОВ НА СЛОИСТЫХ ОСНОВАНИЯХ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

У статті розглянуті питання математичного моделювання поведінки позацентрово навантажених фундаментів на шаруватих основах. Показано, що застосування методу скінченних елементів для розрахунку таких фундаментів дозволяє отримати результати, які найбільш адекватні реальним умовам.

В статье рассмотрены вопросы математического моделирования поведения внецентренно нагруженных фундаментов на слоистых основаниях. Показано, что применение метода конечных элементов для расчетов таких фундаментов позволяют получить результаты наиболее адекватные реальным условиям.

The article considers the issues of mathematical modelling of behaviour the outside-of-the-centre loaded basements, resting on multi-layer beds. It has been shown that application of the finite elements method for calculation of such basements allows to get the results, most adequate to real conditions.

В последнее время, в связи с увеличением объемов транспортного строительства, стали актуальными вопросы нормальной эксплуатации зданий и сооружений в сложных инженерно-геологических условиях. Известно, что условия строительства в Украине являются неблагоприятными, так как грунты оснований представлены слабыми, слоистыми, структурно неустойчивыми и просадочными формациями [1]. Прежде всего это вызывает значительные осадки и крены эксплуатируемых транспортных сооружений [2]. Поэтому актуальной проблемой является прогнозирование указанных явлений, причем ее решение дает возможность улучшить условия эксплуатации строительных объектов в случае сложных инженерно-геологических условий.

Экспериментальное определение мощности деформируемой толщи структурно неустойчивых и слоистых оснований в натурных условиях затруднено из-за отсутствия способов определения исходного природного напряженного состояния от действия собственного веса и нарушения целостности массива при внедрении измерительных приборов.

По данным наблюдений за послойными деформациями оснований, сложенных сильно сжимаемыми грунтами, в случае как центрально, так и внецентренно приложенной нагрузки, их измеренная величина более чем в 2 раза превышала ширину фундамента [2].

Прогнозирование осадок и кренов фундаментов транспортных сооружений возможно еще на

стадии их проектирования. Причем его эффективность зависит от следующих факторов:

- 1) адекватное исследование свойств грунтовых оснований;
- 2) создание модели системы «сооружение – основание», которая наиболее полно отражает реальную ситуацию;
- 3) анализ полученных результатов с разработкой решений, ведущих к улучшению дальнейшей эксплуатации.

Учет первого фактора при прогнозировании осадок и кренов фундаментов на слоистых или структурно неустойчивых основаниях возможен при наличии современной методики исследования деформационных характеристик грунтов. Причем такие методики уже существуют и достаточно апробированы [3–5]. Менее же всего разработаны проблемы учета второго и третьего факторов. Для анализа осадок с прогнозом поведения системы «сооружение – основание» возможно использование либо лабораторных испытаний, либо математического моделирования.

Применение математического моделирования наиболее целесообразно, так как не требует значительных затрат, а современные расчетные комплексы позволяют проводить его на высоком техническом уровне [6; 7].

Математическое моделирование поведения системы, в которой взаимодействие конструкции и основания, устанавливается с помощью метода конечных элементов (МКЭ) – эффективное средство теоретического анализа задач.

МКЭ с развитием расчетов с использованием ПЭВМ постепенно занял первое место среди численных методов расчета НДС оснований, что обусловлено развитием профессиональных расчетных комплексов, таких как ANSYS, Lira, NASTRAN, SCAD. Простота метода, основанная на действиях с матрицами, постепенная модернизация его теоретических основ (обоснование метода с позиций вариационных методов), удобство и почти универсальность являются главными преимуществами применения метода для расчета различных типов сооружений. Уровень развития МКЭ на сегодняшний день дает возможность расчета сложных сооружений с разнообразными сочетаниями нагрузок различных видов действия, в том числе динамических; сред со сложной неоднородной структурой; конструкций с любой степенью структурной сложности их элементов и т. д. Расчет на ЭВМ является наиболее эффективным способом решения сложных систем линейных и нелинейных уравнений, описывающих многие процессы взаимодействия фундамента и основания, что позволяет резко сократить сроки на разработку новых типов конструкций повышенной эффективности и оценить малоисследованные процессы с получением стойкого экономического эффекта.

При использовании метода конечных элементов, сплошная среда аппроксимируется в процессе решения некоторой дискретной моделью. На этой основе выдвигается логическая альтернатива классическому подходу – с самого начала представлять сплошную среду при помощи дискретной модели [8–10].

При классическом подходе механики сплошной среды обычно начинают с изучения свойств бесконечно малых элементов. При использовании метода конечных элементов начинают с изучения свойств элементов конечных размеров. При установлении этих свойств могут использоваться уравнения, описывающие поведение конечного континуума.

Важным моментом, который следует отметить при анализе возможностей МКЭ, является наличие достаточно разработанного процесса математического описания дискретных элементов модели, которые называются конечными, а именно, аналитического определения формы элемента с помощью координатных функций. Этот процесс дает возможность довольно простого отображения сложных объектов в виде дискретных моделей, причем применяющиеся

координатные функции достаточно полно исследованы, что указывает на наличие серьезной основы данного метода.

В МКЭ сплошная среда с бесконечным числом степеней свободы представляется дискретной моделью, имеющей конечное число степеней свободы [9; 10]. С увеличением числа конечных элементов и уменьшением их размеров поведение дискретной системы приближается к поведению «непрерывной системы» – сплошной среды. Новые исследования в области применения численных методов, в том числе и МКЭ, подтверждает их большие возможности при решении сложных задач. Завершенные в 90-х годах прошлого века исследования по обоснованию МКЭ с позиций вариационного метода [10] доказали адекватность метода физическим основам поведения явлений, которые им исследуются.

При анализе МКЭ фундаментов транспортных сооружений следует уделять особое внимание взаимодействию на границе раздела фундамента и основания, строению массива и его свойствам и комплексу нагрузок на фундамент. Известно, что фундамент при внецентренно приложенной нагрузке начинает крениться, причем крен совместно с осадкой по высоте составляет сложную картину перемещений фундамента. Внецентренно приложенная нагрузка присуща большому количеству объектов: трубы с ветровой нагрузкой, промышленные здания с фундаментами на неоднородных и слоистых основаниях, здания и сооружения сложной формы, башни и т. д.

В данной работе проведен численный анализ фундамента, который нагружен внецентренно приложенной нагрузкой. Следует отметить, что с применением расчетного комплекса SCAD for Windows уточняется модель системы «фундамент–основание» [11]. Анализируя работу фундамента с внецентренно приложенной силой, можно сделать вывод о том, что при действии силы с достаточным эксцентриситетом возможен отрыв фундамента от основания. При моделировании МКЭ такой системы реализовать данное условие довольно сложно, так как пластины фундамента или жесткого штампа по условиям модели жестко прикреплены к пластине моделируемого основания, причем последнее имеет достаточную деформативность, что вызывает крен фундамента. Поэтому в схеме предусмотрен ряд конечных элементов с уменьшенной жесткостью, находящийся под

пластиной, моделирующей штамп, который позволяет моделировать взаимодействие элементов штампа и массива с возможностью крена в случае внецентренной нагрузки.

В нашем случае была сделана разбивка модели грунта и штампа на прямоугольные конечные элементы (рис. 1).

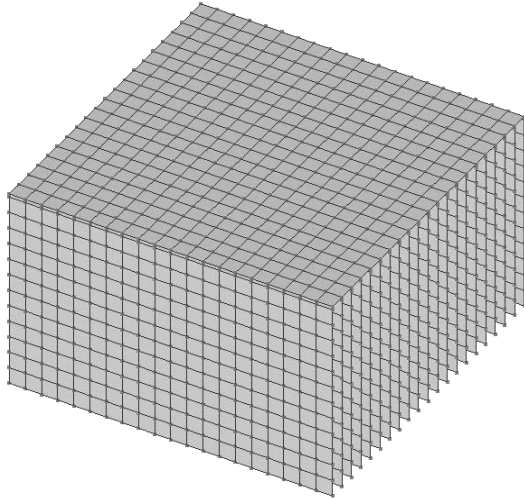


Рис. 1. Общая схема модели грунта с разбивкой на конечные элементы

Так как основание являлось трехслойным, для адекватности отражения его свойств жесткостные характеристики принимались соответственно для каждого слоя. Метод переменного модуля деформации позволяет учесть неоднородность напластования отдельных слоев в плане и распределительную способность грунта за пределами подошвы фундамента, который нагружен внецентренно приложенной силой. Нижний и верхний слои: суглинок, модуль деформации $E_0 = 570$ кПа; удельное сцепление $c = 18$ кПа; угол внутреннего трения $\varphi = 17^\circ$. Средний слой: песок мелкий, модуль деформации $E_0 = 2350$ кПа; удельное сцепление $c = 2$ кПа; угол внутреннего трения $\varphi = 32^\circ$. Материал штампа – сталь обыкновенная с $E = 2,1 \cdot 10^6$ МПа, $\mu = 0,3$. Количество узлов в модели – 6147, конечных элементов – 5860.

Заключительный этап использования данного метода – расчет крена МКЭ при данном давлении на штамп. На рис. 2 приведена схема экспериментальной установки для определения осадок и кренов в случае слоистого основания. Толщина каждого слоя грунта в лотке с внутренним размером 80×48 см и прозрачными стенками из органического стекла толщиной 3 см составляла 21 см.

Передача нагрузки на грунт осуществлялась через штамп. Штамп представлял собой металлическую пластину $100 \times 100 \times 3$ мм, моделирующую фундамент конечной жесткости. Нагрузка на штамп передавалась при помощи загрузочного устройства, представляющего собой металлическую рамку, к нижней части которой ступенями прикладывалась нагрузка.

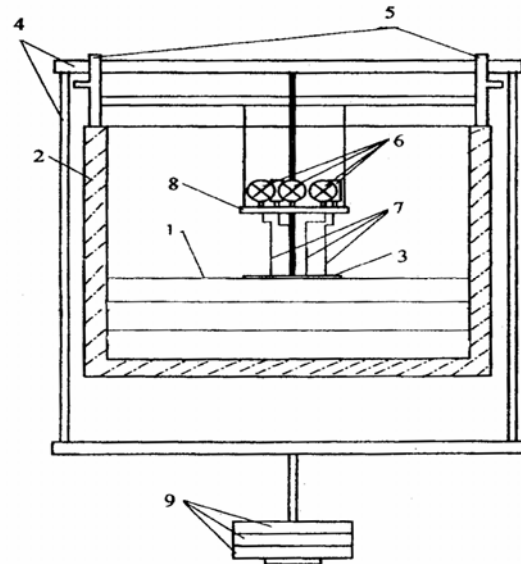


Рис. 2. Схема экспериментальной установки:
1 – трехслойное основание; 2 – пространственный лоток;
3 – жесткий прямоугольный штамп; 4 – устройство для загрузки основания; 5 – ограничители;
6 – индикаторы перемещений часового типа;
7 – спицы; 8 – реперная плита; 9 – нагрузка

Перед началом эксперимента в месте опирания штампа на грунт для равномерной передачи нагрузки насыпался слой песка толщиной 5 мм. Штамп устанавливался на подсыпку и тщательно притирался с целью обеспечения плотного контакта поверхности штампа с основанием. Индикаторы соприкасались со штампом посредством вкрученных в них спиц. Сами индикаторы крепились к реперной плите. Реперная плита представляет собой алюминиевую плиту с размерами $23,5 \times 21,5$ см и 5 мм толщиной. Она подвешивалась при помощи четырех спиц диаметром 3 мм и длиной 40 см. Это расстояние обеспечивает удаление реперной плиты от штампа, при этом механизм индикаторов перемещения находился в максимально сжатом положении.

При расчете МКЭ получены значения перемещений и напряжений, которые представлены на рис. 3 и 4. При сравнении данных показателей крена с экспериментальными данными [12] в табл. получено незначительное расхождение (до 11 %).

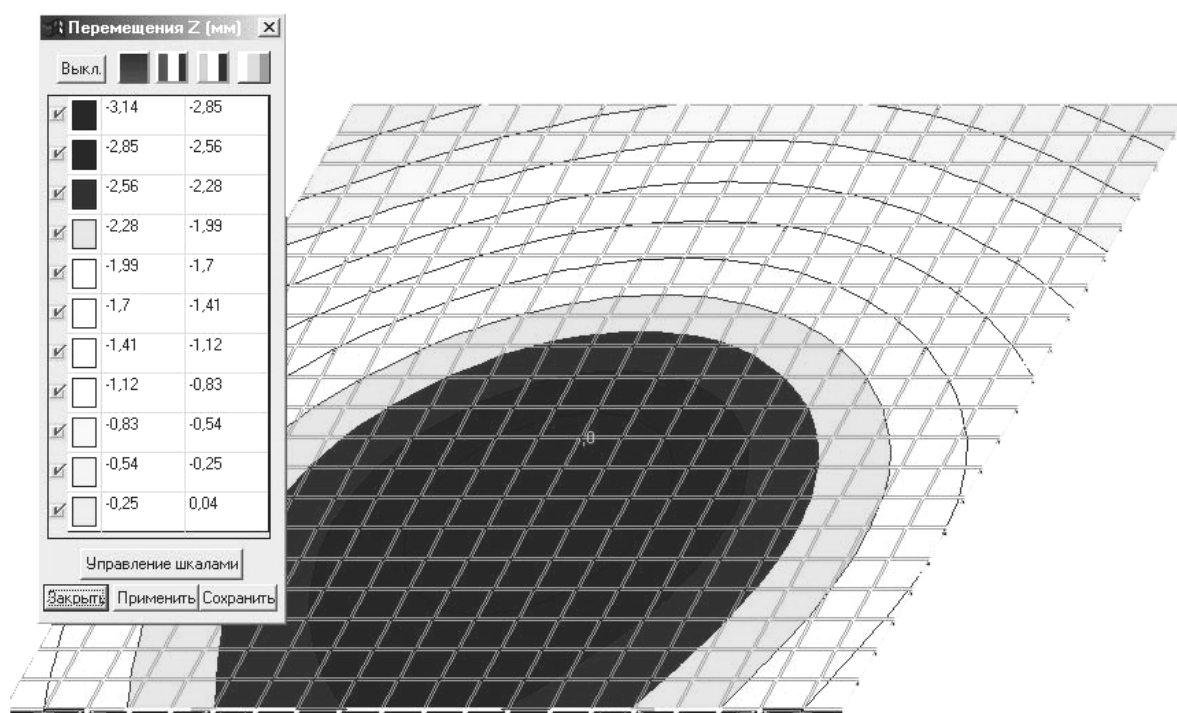


Рис. 3. Схема вертикальных перемещений в изолиниях

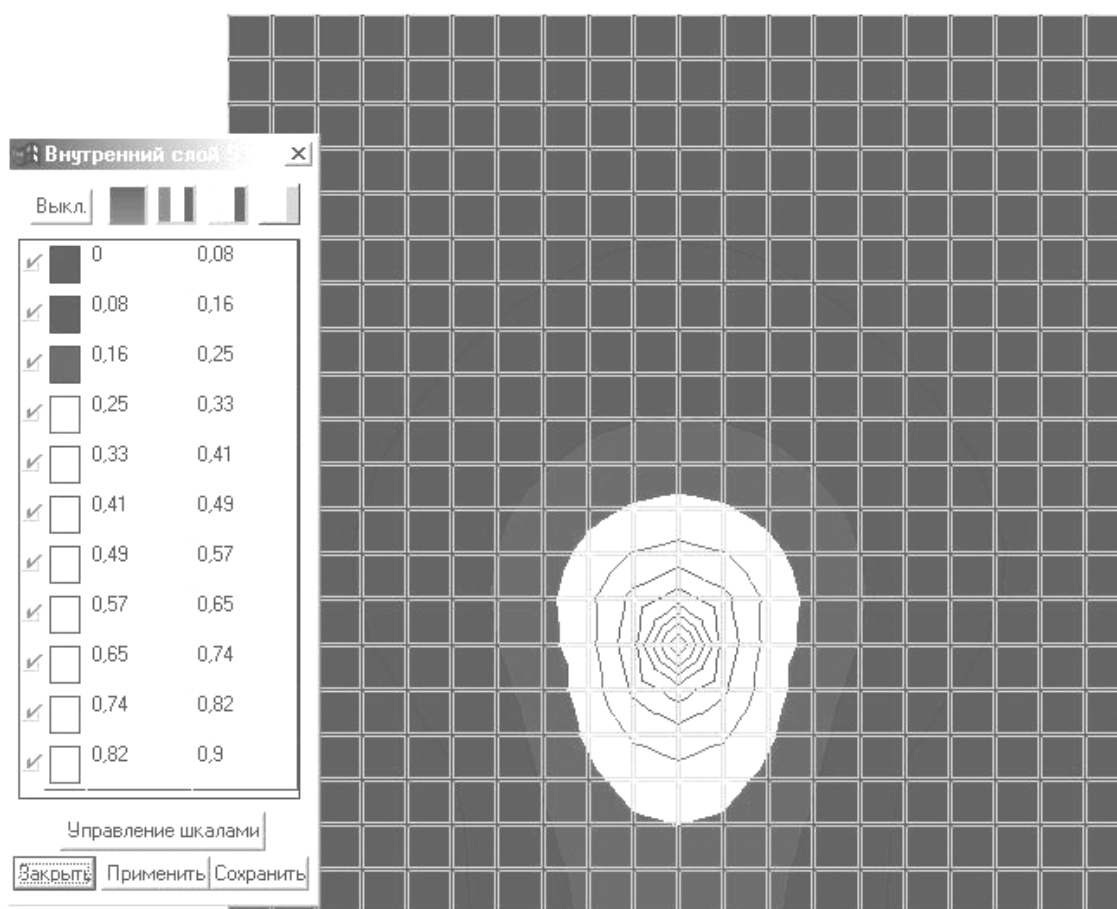


Рис. 4. Напряжения по внутреннему слою для заданного давления

Таблица

**Сравнение показателей крена фундамента
на трехслойном основании для давления 25 кПа**

Виды исследований	Эксцентриситет		
	5 мм	10 мм	15 мм
Эксперимент	0,074	0,142	0,276
SCAD	0,176	0,233	0,381
Δ , %	10,200	9,100	10,500

Из рис. 4 видно, что при нагрузке, приложенной с эксцентриситетом, явно виден характер неравномерного распределения перемещений в металлическом жестком штампе. Причем напряжения убывают от точки приложения нагрузки симметрично относительно продольной оси, вызывая наибольшие напряжения (см. рис. 3) в окрестности приложения силы с эксцентриситетом. Характер изолиний напряжений явно несимметричен, что объясняется влиянием перемещений деформированного слоя грунта под жестким штампом, которые также несимметричны. Представленный анализ напряжений и деформаций на основе новой модели с использованием комплекса SCAD позволил более полно отразить взаимодействие штампа или фундамента со слоистым или неоднородным основанием, причем полученные результаты отличаются высокой степенью адекватности лабораторным или реальным условиям.

Выводы

1. Модель для расчета осадки и крена с помощью SCAD практически идентична экспериментальной модели, в которой учтены жесткостные параметры как основания, так и модели штампа.

2. Расчет с помощью МКЭ может наиболее полно предоставить информацию о НДС слоистых оснований со сложной структурой залегания слоев, при этом их нелинейные свойства, характер взаимодействия друг с другом могут быть отражены в достаточной мере. Но при этом объем полученных ранее решений недостаточен и его обоснованность с позиций механики грунтов еще вызывает вопросы.

3. Доказано, что учет специфики примыкания штампа к грунтовому основанию (песчаная подсыпка в эксперименте и слой с низкими жесткостными показателями в математической модели) должен учитываться для получения более адекватной картины распределения ис-

комых параметров. Причем, кроме расчета крена возможно проводить достаточно точный расчет развития напряжений в грунте.

4. Как видно из сравнительного анализа (табл. 1), значения крена при одинаковом эксцентриситете и одинаковом давлении отличаются незначительно, что свидетельствует об адекватности применения прикладной программы SCAD для расчета МКЭ осадки и крена фундамента на слоистых, структурно неустойчивых и неоднородных основаниях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Черний Г. І. Геотехнічні процеси в складних ґрунтових умовах України / Г. І. Черний, В. Г. Черний. Світ геотехніки. – 2000. – С. 4–9.
2. Ухов С. Б. Механика грунтов, основания и фундаменты: Учебник / С. Б. Ухов, В. В. Семенов, В. В. Знаменский и др. – М.: АСВ, 1994. – 577 с.
3. Шаповал В. Г. Прогноз осадок и кренов фундаментов на пылевато-глинистом основании, под воздействием статической и циклической нагрузки: Дис. ... д-ра техн. наук. – Д., 1996. – 352 с.
4. Вялов С. С. Осадки и контактные давления нелинейно-деформируемого основания при полосовой нагрузке // Основания, фундаменты и механика грунтов. 1977. – № 6. – С. 15–20.
5. Гольдштейн М. Н. Расчеты осадок и прочности оснований зданий и сооружений. – К.: Будівельник, 1977. – 208 с.
6. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / Пер. с англ. – М.: Мир, 1979. – 392 с.
7. Большаков В. И. Основы метода конечных элементов / В. И. Большаков, Е. А. Яценко, Г. Соссу и др. – Д.: ПГАСиА, 2000. – 255 с.
8. Стренг Г. Теория метода конечных элементов / Г. Стренг, Дж. Фикс; Пер. с англ. – М.: Мир, 1977. – 350 с.
9. Васильков Г. В. Приложение МКЭ к решению задач теории сооружений на упругом основании / Г. В. Васильков, Г. А. Рапопорт // Метод конечных элементов в строительной механике: Сб. науч. тр. – Горький: Горьковский ун-т им. Н. И. Лобачевского, 1975. – С. 86–94.
10. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / Пер. с англ. – М.: Мир, 1975. – 542 с.
11. Андреев В. С. Модель расчета крена жестких прямоугольных фундаментов на упругом основании // Новини науки Придніпров'я. – Д., 2003. – № 4. – С. 52–55.
12. Андреев В. С. Изучение кренов жестких прямоугольных фундаментов во времени и при циклическом нагружении на многослойном основании // Будівельні конструкції: Міжвід. зб. наук. праць. – К.: НДІБК, 2000. – Вип. 53, кн. 1. – С. 302–306.

Поступила в редколлегию 02.06.04.

Б. Г. КЛОЧКО, С. А. БЫЧКОВ, В. А. МОМОТ, А. А. КУШВИД (ДИИТ),
Д. В. ГОРИДЬКО, В. В. ПУНАГИН (ПГАСиА)

ОБЕСПЕЧЕНИЕ СТОЙКОСТИ БЕТОНА В УСЛОВИЯХ АГРЕССИВНОЙ СРЕДЫ

У статті наведено результати експериментально-теоретичних досліджень, спрямованих на підвищення сульфатостійкості бетону споруд, що експлуатуються в умовах сульфатної агресії. Показано, що використання математичної моделі корозійної стійкості бетону дає можливість розраховувати коефіцієнт сульфатостійкості і прогнозувати довговічність залізобетонних конструкцій.

В статье представлены результаты экспериментально-теоретических исследований, направленных на повышение сульфатостойкости бетона сооружений, эксплуатирующихся в условиях сульфатной агрессии. Показано, что использование математической модели коррозионной стойкости бетона дает возможность рассчитывать коэффициент сульфатостойкости и прогнозировать долговечность железобетонных конструкций.

The article presents the results of experimental and theoretical studies, aimed at improvement of anti-sulphate stability of concrete in the structures, operated in conditions of a sulphate aggression. It has been shown that usage of a mathematical model of concrete anti-corrosion stability enables to calculate the ratio of anti-sulphate stability and to forecast the service time of the structures, made from reinforced concrete.

Долговечность бетона и железобетона зависит от большого числа факторов, основными из которых являются условия эксплуатации, вид и состав бетона, а также степень агрессивности грунтовых вод, воздействию которых подвергаются конструкции сооружений.

Как известно [1], основной причиной разрушения бетонных массивов в зоне контакта с грунтовыми водами является коррозия цементной матрицы бетона. Причина этого состоит в образовании гидросульфатоалюмината кальция, взаимодействии извести с магниевыми солями, а также в прямом выщелачивании извести из бетона.

Наибольшее разрушающее действие на бетон независимо от состава и структуры бетона, вида конструкций, характера и величины рабочих нагрузок, условий службы оказывает сульфатная коррозия. По существующим в настоящее время представлениям, из числа солей, входящих в состав агрессивных сред, наиболее опасными для цементного камня являются сульфаты различной природы и концентрации. Разрушение цементной матрицы бетона в сульфатных средах сопровождается образованием кристаллов двуводного гипса и трехсульфатной формы гидросульфатоалюмината кальция. Кристаллизация гипса и гидросульфатоалюмината кальция вызывает разрушение цементной матрицы за счет значительного увеличения объема твердой фазы. По мнению Ф. М. Ли [2], уже одно это обстоятельство яв-

ляется достаточным для объяснения разрушения цементного камня.

Образование и разрушение гидросульфатоалюмината кальция является важным химическим процессом. Изучение минералогического состава образцов цементного камня, хранившихся в сульфатной среде, показало, что цементный камень связывает значительное количество ионов SO_4^{2-} [3]. Чем больше в цементе трехкальциевого алюмината (C_3A), тем больше ионов SO_4^{2-} связывается, т. е. поглощение носит сульфатоалюминатный характер.

Сложность процессов сульфатной коррозии заключается в том, что в сильно минерализованных средах в зависимости от условий происходит образование или перекристаллизация трехсульфатной формы гидросульфатоалюмината кальция, кристаллизация или растворение гипса.

В этой связи разработаны методы повышения долговечности бетона при сульфатной агрессии. Они включают: использование сульфатостойкого цемента, портландцементов с содержанием C_3A не более 5 % и ряда специальных цементов; повышение содержания гипса в цементе с опережающим связыванием алюминатов в пластичном состоянии; увеличение плотности бетона; введение добавок в бетон; использование карбонатных заполнителей.

Эти методы направлены на предотвращение или замедление диффузии сульфат-ионов в бетон, уменьшение содержания алюминатов

кальция или их своевременную реакцию с добавками - компонентами бетона. Сульфатное взаимодействие должно стать составной частью процессов, связанных с формированием структуры цементной матрицы бетона. Следует не столько защищать сооружение от проникновения в бетон сульфатных вод или понижать содержание C_3A в цементе, сколько получить в бетоне цементный камень, в котором вместо гидратированного алюмината будет находиться гидросульфоалюминат. К аналогичному выводу о положительном влиянии на сульфатостойкость цемента при введении гипса пришли В. В. Михайлов и С. Л. Литвер [4].

Целью исследования является определение возможности применения рядовых портландцементов для возведения сооружений, эксплуатирующихся в условиях сульфатной агрессии.

Очевидно, что в общем объеме химических веществ добавки ПАВ относятся к одному из универсальных доступных и гибких способов регулирования процессов производства бетонных и железобетонных изделий и конструкций и повышения их стойкости в агрессивных средах [5].

В этом отношении представляют интерес гидрофобизирующие ПАВ, механизм действия которых рассматривается в аспекте взаимодействия воды с углеводородными радикалами и гидрофобных взаимодействий самих молекул ПАВ, адсорбированных на частицах цемента. Основным принципом гидрофобизации является блокада потенциального слоя клинкерных минералов (предотвращение слипания зерен, увеличение подвижности). Роль таких ПАВ в основном заключается в образовании нерастворимых пленок, покрывающих тончайшими оболочками поверхность пор и капилляров дисперсных систем.

Гидрофобное взаимодействие воды с углеводородными радикалами адсорбированного на частицах цемента гидрофобизирующего ПАВ рассматривается как фактор, обуславливающий ускорение высаливания растворенных в воде ионов или молекул гидратных новообразований, что приводит к увеличению количества зародышей и формированию мелкодисперсной структуры. Для гидрофобизирующих ПАВ, имеющих явно выраженную дифильность, физическая адсорбция является только первой стадией, за которой следует основная для них хемосорбция и даже химическая реакция в объеме. Для добавок этой группы характерно вовлечение углеводородной частью мо-

лекул неполярных воздушных пузырьков и их диспергирование.

Таким образом, состав и строение добавок определяют характер взаимодействия с алюминатной и силикатной составляющими цемента. Способностью к преимущественной локализации на поверхности алюминатной составляющей обладают добавки, не реагирующие с Ca^{2+} , но содержащие функциональные группы, дающие комплексы с Al^{3+} , а также нерастворимые продукты взаимодействия полиэлектролита с Ca^{2+} , если в их составе остаются свободные полярные активные группы, закрепляющиеся на гидроксильной поверхности гидроалюминатов и гидросульфоалюминатов кальция.

Образование гидросульфоалюминатов при пересыщениях по извести быстро затухает вследствие экранизации поверхности гидратными пленками. Образующиеся коагуляционные структуры мало упрочняются на первых этапах гидратации.

Высокая адсорбционная способность полимеров, содержащих амидные группы, по отношению к продуктам гидратации портландцементного клинкера и особенно к гидроалюминатам кальция обуславливает быстрое образование рыхлых влагоемких коагуляционных структур в цементных суспензиях с этими добавками. Последнее служит причиной лавинного роста начальной прочности цементных паст с амидсодержащими добавками, несмотря на резкое торможение процесса гидратации и образование гидросульфоалюминатов кальция.

Высокомолекулярные ПАВ изменяют условия формирования фазовых контактов в возникающей структуре. При локализации в контактной зоне алифатические высокомолекулярные ПАВ повышают, а ароматические снижают прочность связи гидрат-гидрат и гидрат-подложка или гидрат-гидрат, что сказывается на интегральной прочности структуры.

Говоря об избирательной адсорбции ПАВ на клинкерных минералах и гидратных фазах, нельзя не отметить, что многие исследователи, характеризуя и оценивая эффективность ПАВ, придают большое значение величине ξ -потенциала на поверхности частиц твердой фазы. Для цементов различного минералогического состава значение ξ -потенциала различно, и это должно отражаться на пластификации суспензий.

Избирательный характер действия пластификаторов, замедляющее действие добавок ЛСТ на процессы гидратации и твердения

цементных систем в бетонах обусловили поиск способов повышения эффективности добавок путем модифицирования. В основе способов лежат очистка от сопутствующих редуцирующих веществ, фракционирование, введение в состав дополнительных функциональных групп, перевод в другое основание по валентности катиона, окисление азотсодержащими веществами, механохимическая обработка и др. Однако большинство способов не получило широкого производственного внедрения. Предложенные технологические схемы модифицирования осуществимы в лабораторных условиях и мало приемлемы в промышленных масштабах из-за сложности получения, удорожания конечного продукта, потери основных составляющих в процессе переработки.

Невозможность получения универсальной однокомпонентной добавки для цементов различного минералогического состава, способной создавать пластифицирующий эффект с повышением стойкости затвердевшего бетона в условиях агрессивных сред, является основной причиной поиска эффективных добавок для таких систем. Повышение эффективности однокомпонентных добавок ПАВ возможно, с одной стороны, их модифицированием. Вторым путем повышения эффективности, универсальности, многофункциональности добавок в цементных системах является создание комплексных добавок на основе преимущественного действия одной добавки или полифункциональных комплексных модификаторов с равноценным вкладом каждого компонента в суммарное его действие, подбор компонентов комплексной добавки с достижением синергизма действий на цементные системы.

Изучение процессов коррозионного разрушения бетона с использованием активного комплекса, протекающих под воздействием агрессивных грунтовых вод, содержащих сульфат-ионы, позволило рассмотреть и определить характер и степень разрушения железобетонных конструкций в зависимости от различных параметров агрессивной среды, свойств самого бетона и условий его испытания.

Влияние вида цемента, количественного содержания активного комплекса, включающего ПАВ и минеральный наполнитель, концентрации сульфат-ионов в среде на стойкость бетона исследовали в условиях одностороннего и всестороннего воздействия агрессивной среды на образцы. На основании

полученного экспериментального материала построена статистическая математическая модель исследуемого процесса.

Для получения математической модели процессов коррозионной стойкости бетона использовался метод факторного планирования эксперимента, сущность которого состоит в варьировании всех факторов, влияющих на процесс по определенному плану, представлении математической модели в виде линейного полинома и исследовании последнего методом математической статистики.

Общий вид статистической математической модели в таком случае выражается линейным полиномом

$$Y = b_0 + b_1x_1 + \dots + b_ix_i + \dots + b_nx_n, \quad (1)$$

где b_0 – свободный член; b_i – линейные эффекты ($i = 1, 2, \dots, n$); n – число факторов.

В качестве выходной переменной Y выбран коэффициент сульфатостойкости. По результатам предварительных исследований выбраны факторы, наиболее существенно влияющие на коррозию бетона: x_1 – содержание C_3A в портландцементе; x_2 – содержание сульфат-ионов в агрессивной среде; x_3 – содержание в песке частиц $CaCO_3$; x_4 – количественное содержание активного комплекса.

Область применения этих факторов с учетом данных предварительных экспериментов определена границами: $5 = x_1 = 8$; $2 = x_3 = 10$; $1 = x_2 = 20$; $10 = x_4 = 50$.

Для удобства выбираем параметры, соответствующие каждому значению экспериментальных данных. Принцип соответствия между экспериментальными данными и параметрами таков: возрастающему значению экспериментальных данных должно соответствовать большее значение параметра. Причем, если экспериментальные данные лежат в четко выраженной группе конкретных данных, то этому исходному данному соответствует код группы. По возрастанию или убыванию значения параметра можно определить, как возрастает или убывает значение экспериментального данного и как это влияет на коэффициент сульфатостойкости K_c . Принятые обозначения сведены в табл. 1.

Обработка полученных данных позволила вывести уравнение, связывающее сульфатостойкость бетона с параметрами агрессивной среды (содержание сульфат-ионов) и характеристиками самого бетона (содержание C_3A , цемента,

количественное содержание активного комплекса в бетоне и CaCO_3 в мелком заполнителе):

$$Y = 0,9552 - 0,3438 \cdot 0,1x_1 + 0,6292 \cdot 0,1x_2 - 0,1709 \cdot 0,1x_3 + 0,71x_4 \quad (2)$$

Таблица 1

Принятые обозначения параметров

Факторы, влияющие на процесс	Группа экспериментальных значений	Код группы
Содержание в цементе C_3A , %	< 5	-1
	> 5	1
Содержание в растворе ионов SO_4^{2-} , г/л	2	-2
	6	-1
	10	0
	14	1
Содержание в мелком заполнителе CaCO_3 , %	18	2
	$\leq 2,5$	-2
	5	-1
	7,5	0
Содержание активного комплекса, % от массы цемента	10	1
	30	-1
	50	0

Обработка полученных данных позволила вывести уравнение, связывающее сульфатостойкость бетона с параметрами агрессивной среды (содержание сульфат-ионов) и характеристиками самого бетона (содержание C_3A , цемента, количественное содержание активного комплекса в бетоне и CaCO_3 в мелком заполнителе):

$$Y = 0,9552 - 0,3438 \cdot 0,1x_1 + 0,6292 \cdot 0,1x_2 - 0,1709 \cdot 0,1x_3 + 0,71x_4 \quad (2)$$

Проверка на адекватность показала хорошую сходимость результатов модели. Отклонение расчетного значения K_c от экспериментального во всем диапазоне испытанных условий не превышает $\Delta K_c = \pm 0,1$.

Переведенное в физический масштаб, уравнение (2) принимает вид:

$$K_c = 0,9552 - 0,3438\text{C}_3\text{A} + 0,6292\text{CaCO}_3 - 0,1709\text{SO}_4 + 0,71\text{AK} \quad (3)$$

Большее влияние на коэффициент сульфатостойкости образцов бетона оказывает активный комплекс (x_4); следующее по значению влияние оказывает содержание CaCO_3 в мелком заполнителе. Знак минус указывает на обратный характер зависимости сульфатостойкости от содержания C_3A в цементе.

Использование математической модели коррозионной стойкости бетона дает возможность рассчитывать коэффициент сульфатостойкости и прогнозировать долговечность железобетонных конструкций, эксплуатирующихся в условиях сульфатной агрессии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Москвин В. М. Коррозия бетона и железобетона, методы их защиты / В. М. Москвин, Ф. М. Иванов, С. Н. Алексеев, Е. А. Гузев. – М.: Стройиздат, 1980. – 536 с.
2. Ли Ф. М. Химия цемента и бетона. – М.: Стройиздат, 1961. – 645 с.
3. Taylor H.F.W. Chemistry of Cement Hydration // 8-th Inter. Congr. on the Chem. of Cement. – Rio-de-Janeiro, – 1986. – Р. 82–110.
4. Михайлов В. В. Расширяющийся и напрягающийся цементы и самонапряженные железобетонные конструкции / В. В. Михайлов, С. Л. Литвер. – М.: Стройиздат, 1971. – 195 с.
5. Батраков В. Г. Модифицированные бетоны. – М.: Стройиздат, 1990. – 395 с.

Поступила в редколлегию 02.03.04.

Б. Г. КЛОЧКО, С. А. БЫЧКОВ, В. В. МОМОТ (ДИИТ),
Д. В. ГОРИДЬКО, В. В. ПУНАГИН (ПГАСиА)

ПРИМЕНЕНИЕ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В ГИДРОТЕХНИЧЕСКОМ СТРОИТЕЛЬСТВЕ

Наведені основні визначення і технологічні принципи одержання композиційних матеріалів, що використовуються в гідротехнічному будівництві. Подані експериментальні дані для сталевібробетону, призначеного для монолітного покриття із заданими властивостями.

Приведены основные определения и технологические принципы получения композиционных материалов, используемых в гидротехническом строительстве. Поданы экспериментальные данные для сталефибробетона, предназначенного для монолитного покрытия с заданными свойствами.

The paper provides main definitions and technological principles of obtaining the composite materials, used in hydro-technical construction. Experimental data have been presented for steel-fiber-concretes, destined for preparation of monolithic coatings with the set properties.

Наука о композиционных материалах (раздел материаловедения) зародилась недавно, на рубеже 70-х годов XX века, и разрабатывалась главным образом для решения проблемы улучшения механических характеристик и стойкости композитов. В этой связи уместно сказать, что современное определение композиционных материалов (КМ) предполагает выполнение следующих условий:

1. Композиция должна представлять собой сочетание хотя бы двух разнородных материалов с четкой границей раздела между фазами.

2. Компоненты композиции образуют ее своим объемным сочетанием.

3. Композиция должна обладать свойствами, которых нет ни у одного из ее компонентов в отдельности.

Существующие композиционные материалы можно разделить на три основных класса, отличающиеся микроструктурой: дисперсно-упрочненные, упрочненные частицами и армированные волокном. Все эти материалы представляют собой матрицу из какого-либо вещества, в которой распределена вторая фаза, предназначенная для улучшения того или иного свойства. В основе разделения трех упомянутых классов композиционных материалов лежат особенности их структуры. Для дисперсно-упрочненных композиций характерной является микроструктура, когда в матрице равномерно распределены частицы размером до 1 мкм в количестве от 1 до 15 об. %. В композициях, упрочненных частицами, размер последних превышает 1 мкм, а содержание – 20...25 об. %. Для структуры армированно-упрочненных композитов характерны значи-

тельная анизодиаметричность армирующих волокон – их диаметр колеблется от долей микрона до десятков микрон, а длина – от микрон до непрерывных волокон практически неограниченной длины при содержании от нескольких процентов до 70...80 об. %. Природа упрочняющего эффекта в КМ связана с использованием двух материалов с различными прочностью и модулем упругости. Если говорить об упрочняющей роли компонентов КМ, то в общем виде этот эффект следует связать с появлением в материале поверхности раздела фаз и пограничных слоев, примыкающих к ней. Более высокие характеристики материала пограничных слоев обеспечивают рост прочностных показателей материала, и именно по этой причине в дисперсно-упрочненных композитах стремятся к использованию тонкодисперсных жестких компонентов, распределенных в матрице. В бетонных композициях, упрочненных частицами, их содержание достигает 25 % и более. В такой системе наиболее высокие показатели реализуются при условии хорошего контакта (сцепления) на поверхности раздела. Вместе с тем возможность химического взаимодействия на поверхности и в пограничном слое, особенно в условиях эксплуатации, нежелательна, так как это может привести к утрате упрочняющего эффекта.

Для достижения максимального упрочняющего эффекта более прочный компонент должен играть роль усиливающей, упрочняющей структуры. Для этого необходимо, чтобы упрочняющие элементы имели достаточную длину, в этом случае прочность сцепления с матрицей достаточно велика, чтобы они могли вы-

полнить свою основную роль арматуры. Совершенно естественно, что в этом случае наиболее выгодной формой использования армирующей фазы является тонкое волокно: известно, что с уменьшением толщины волокон их прочность заметно возрастает. Как и в случае дисперсно-упрочненных систем, в волокно-армированных композитах наиболее высокие прочностные характеристики реализуются при высоком содержании армирующих волокон – до 70 % и более. Теоретически на примере полимерных композиционных материалов было показано, что максимальное содержание армирующей фазы составляет около 88...90 об. %. Однако применение непрерывных волокон неограниченной длины далеко не всегда возможно с точки зрения технологической – много ответственных изделий из-за особенностей геометрии не может быть изготовлено из непрерывных волокон, да и не из всех видов материалов удастся изготовить непрерывные волокна достаточно большой длины. Было показано, что существует определенная критическая длина волокна, ниже которой упрочняющий эффект падает. Эта длина зависит от модуля и прочности матрицы и волокна, величины адгезии на поверхности и приблизительно в 20 раз больше диаметра волокна. Экспериментальная проверка расчетов осложнена невозможностью получения материала с одинаковой длиной волокон и их строгой ориентацией из-за разрушения волокон в процессе изготовления образцов.

Важнейшая проблема создания композиционных материалов – технология получения материала эффективного в гидротехническом строительстве. В зависимости от особенностей свойств матричных материалов разработано значительное число различных технологических приемов, позволяющих изготовить достаточно широкий круг изделий, пригодных для применения при воздействии водной среды. Подробности таких процессов мало освещены в научной и технической литературе, так как являются плодом длительных исследований и стоят очень дорого. Некоторые технологические приемы получения КМ описаны в [1]. Ограниченный круг материалов, разработка которых пока еще не вышла за лабораторные рамки, не позволяет привести сведения о практических путях их получения.

Упрочненные частицами КМ, как правило, изотропные; появление анизотропии может быть связано с вытянутой формой частиц некоторых дисперсных материалов. В связи с рос-

том поверхности раздела в формировании прочностных свойств существенно возрастает роль межфазного взаимодействия. Основной эффект повышения прочности в этих КМ достигается в результате уменьшения способности к пластической деформации относительно более подвижной матрицы, при этом прочность возрастает с уменьшением объемной доли матрицы. Наиболее обширную и разнообразную по своему составу группу составляют КМ, армированные волокнами (например дисперсно-армированные бетоны). Это объясняется тем, что в композитах этого типа удастся реализовать наиболее высокие прочностные и деформативные характеристики, так как именно использование волокон дает наибольший упрочняющий эффект. Для этой группы КМ практическая реализация, несмотря на очень значительные технологические трудности, продвинута наиболее существенно.

К числу наиболее универсальных видов КМ следует отнести армированные волокнами бетоны – они позволяют существенно повысить и прочность, и деформативные свойства. Для эффективного упрочнения волокно должно быть прочнее и жестче цементной матрицы, которая в этом случае передает нагрузку на более прочное волокно. Используемые для этих целей волокна в значительной степени определяют возможные методы получения КМ. Определение их прочностных свойств возможно из уравнения смесей (R_{km} , R_{vol} , R_{km}) соответственно данного композиционного материала, его волокон и матрицы

$$R_{km} = R_{vol}V_{vol} + R_{km}V_{km},$$

где V_{vol} , V_{km} – объемные доли волокон и матрицы.

Однако такая зависимость правомерна для случая непрерывных волокон. В случае коротких волокон имеют место отклонения, даже если средняя длина волокон выше критической (обычно $l/d = 20$). Это связано с недостаточным сцеплением с матрицей, разбросом в длинах волокон, неоднородностью в ориентации волокон. Поэтому даже при $l/d = 400$ не удастся достигнуть прочностных показателей КМ с непрерывными волокнами. Бетоны характеризуются невысокой прочностью при растяжении в сочетании с высоким модулем Юнга и низкой ударной вязкостью. Одной из причин выхода из строя изделий из бетона является растрескивание. Это создает большие трудности при армировании ее волокнами, поскольку

недостаточное удлинение матрицы препятствует передаче нагрузки на волокно. Поэтому волокна должны иметь еще более высокий модуль, чем матрица. Ассортимент таких волокон ограничен, поэтому в этих целях часто используют металлические волокна. Как и предполагалось, сопротивление растяжению растет при этом незначительно, но существенно повышается сопротивление ударным нагрузкам. При этом в зависимости от соотношения коэффициента термического расширения матрицы и волокна возможно управление прочностью [5]. Завод «Стройдеталь» был уполномочен фирмой «NORSA GmbH» провести испытания с целью установить, как влияет дисперсное армирование бетона на его свойства. Проведение комплекса исследований и выбор критериев для испытаний были согласованы с заказчиком. В частности, были предусмотрены испытания по определению:

- абразивной стойкости;
- водонепроницаемости;
- морозостойкости в солевом растворе;
- коэффициента трения при скольжении.

Была изготовлена бетонная плита размером $1 \times 1 \times 0,20$ м. Доставленная готовая бетонная смесь содержала 18 об. % стального скрапа и была уложена в форму с помощью глубинного вибратора. После заглаживания поверхности одна половина плиты была обработана растворимым пленкообразующим составом в соответствии с указаниями инвестора. Отбор образцов из обработанной половины бетонной плиты производили по достижению бетоном возраста 90 дней. Для определения качества использованного бетона были изготовлены дополнительные образцы. Используемый бетон имел следующий состав (табл. 1).

Таблица 1

Состав бетонной смеси

Цемент	328 кг/м ³ , $R_a = 43,4$ МПа
Заполнитель	1920 кг/м ³ , песок + щебень, наибольшая крупность заполнителя 40 мм
Вода	164 кг/м ³
Водоцементное отношение	0,50
Добавка	Пластификатор С-3: 0,5 % от веса цемента

Специально изготовленные для контроля качества бетона образцы были испытаны на прочность при сжатии и растяжении при изгибе, а также на водонепроницаемость в соответствии с DIN 1048 Часть 5 «Методика проведения испытаний бетона, специально изготовленные образцы». Результаты испытаний с результатами по каждому образцу представлены в табл. 2.

Таблица 2

Качество бетона испытываемой плиты

Свойство	Возраст бетона, сут.	Результат
Прочность на сжатие	7	34 МПа
	28	48 МПа
Прочность на растяжение при изгибе	28	14,9 м ²
Глубина проникновения воды	28	4 мм

Абразивная стойкость являлась одной из определяющих характеристик бетона для применения в открытых атмосферных условиях. Для определения абразивной стойкости из бетонной плиты было отобрано 4 керна. Испытание и подготовку образцов проводили в соответствии с DIN 52 108 «Испытание износостойкости шлифовальным диском по Беме». Испытание с помощью шлифовального круга служило мерой стойкости при воздействии трения скольжения, качения и сдвига. При этом для сравнительной оценки были также использованы данные по абразивной стойкости бесшовных полов из цементного раствора. В DIN 18560 «Растворы для полов в строительстве», ч. 1, табл. 8 и ч. 7, табл. 6 приведены предельные значения и классификация. В следующей табл. 3 представлены результаты абразивной стойкости после 4, 8 и 12 периодов испытаний. Нормальный бетон класса по прочности В25 имеет значение коэффициента абразивной стойкости около 18/50 см³. При классе по прочности В35 этот коэффициент равен приблизительно 12/50 см³.

Таблица 3

Потери толщины и объема для бетона, обработанного АФ

Периоды испытаний	Потеря толщины, мм	Потеря объема в см ³ /50 см ³
4	0,3	1,65
8	0,6	3,55
12	1,0	4,86
16	1,4	6,32

Полученный фибробетон с достигнутыми им значениями потери объема относится к классу абразивной стойкости 9 в соответствии с DIN 18 560 ч. 1, табл. 8, в которой указаны требуемые значения для испытаний на качество и при приемке. Сравнение с этими величинами показывает, что полученные результаты испытаний заслуживают самой высокой оценки.

Морозостойкость в солевом растворе

Для определения морозостойкости из бетонной плиты, обработанной АФ, было отобрано 5 кернов диаметром 150 мм. Испытания проводили по CDF-методике в климатической камере с воздушным охлаждением. Протокол испытаний с определенными по каждому образцу потерями материала представлен в приложении.

В DIN 1045 «Бетон и железобетон, состав и приготовление» для достижения высокой стойкости при таянии снега и льда определены требования по составу бетона. Морозостойкость в солевом растворе должна достигаться применением порообразующих воздухововлекающих добавок.

В табл. 4 представлены результаты испытаний фибробетона в зависимости от количества циклов замораживания и оттаивания.

Таблица 4

Потеря массы бетона, обработанного АФ, при замораживании и оттаивании

Число циклов замораживания и оттаивания	Потеря материала в г/м ²
4	54,8
8	85,7
16	138,4
32	197,1

Исходя из основных положений проф. Зетцера (г. Эссен), использовали следующий оценочный критерий: средняя потеря массы в солевом растворе составляет около 1500 г/м². Для бетона, обработанного АФ, после 32 циклов замораживания и оттаивания средняя потеря материала составила всего 197,1 г/м². Поэтому применение порообразующих добавок для достижения морозостойкости в солевых растворах полученного бетона не целесообразно. На фотографиях бетонных поверхностей после завершения испытаний на морозостойкость видно, что поверхность бетона визуально выделяется отсутствием морозного износа.

Предупреждение скольжения. Коэффициент трения скольжения

В зависимости от условий на предприятии предотвращение скольжения для примышленных полов может иметь решающее значение. На основании оценки различной степени опасности скольжения полы делят на определенные группы. Группа R9 соответствует наименьшим и группа R13 наибольшим требованиям по предупреждению скольжения.

Предотвращение скольжения определяли по коэффициенту трения при скольжении. В результате определения сопротивления трению при скольжении для фибробетона и обычного бетона происходит понижение опасности скольжения.

Испытание бетонной плиты в сухом и влажном состоянии проводили в соответствии с DIN51131. Результаты всех испытаний представлены в табл. 5. Чем выше значение коэффициента трения, тем ниже опасность скольжения. Поверхности с коэффициентом > 0,45 можно считать безопасными. Как и ожидалось, на поверхности обычного бетона получены немного более низкие значения коэффициента трения, чем на поверхности фибробетона. При этом влажные поверхности показали более высокие результаты. Как необработанную, так и обработанную АФ поверхности можно считать с точки зрения скольжения безопасными.

Таблица 5

Коэффициент трения скольжения

Коэффициент трения			
Обычный бетон		Фибробетон	
сухой	влажный	сухой	влажный
0,53	0,66	0,75	0,88

Выводы

Приведенные данные полученного фибробетона и других композиционных материалов на различных матрицах свидетельствуют о возможности реализации в них чрезвычайно важных сочетаний важнейших эксплуатационных характеристик – высокой прочности, включая диапазон высоких температур, жаростойкости, усталостной и ударной прочности и др. Поэтому основные усилия исследователей и производителей направлены на разработку эффективных, технологичных и экономичных методов получения армирующих волокон, а также на совершенствование технологических процессов изготовления материалов

и изделий. Успешное решение этих проблем может быть реализовано при разработке дисперсных наполнителей отечественного производства взамен импортных дорогостоящих материалов. Особенно перспективно производство металлической фибры для дисперсно-армированных бетонов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Волоконные композиционные материалы: Пер. с англ. / Под ред. Дж. Уиктна, Э. Скала. – М.: Металлургия, 1978. – 240 с.
2. Современные композиционные материалы: Пер. с англ. / Под ред. Л. Браутмана, Р. Крока. – М.: Мир, 1970. – 672 с.
3. Берлин А. А. Современные полимерные композиционные материалы (ПМК) // Соросовский Образовательный Журнал. – 1995. – № 1. – С. 57–65.
4. Углеродные волокна и углекомпози́ты: Пер. с англ. / Под ред. Э. Фитцера. – М.: Мир, 1988. – 336 с.
5. Справочник по композиционным материалам: В 2 кн.: Пер. с англ. / Под ред. Дж. Любина. – М.: Машиностроение, 1988. – Кн. 1. – 448 с.; Кн. 2. – 584 с.

Поступила в редколлегию 03.12.03.

МОЖЛИВИЙ СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ ОБСЯГІВ ЗАВЧАСНИХ РОБІТ ПРИ ОРГАНІЗАЦІЇ ТЕХНІЧНОГО ПРИКРИТТЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО НАПРЯМКУ

У статті розглядається один з практичних способів визначення необхідної кількості завчасних робіт на залізничних об'єктах під час планування і організації їх технічного прикриття. Це питання раніше в українських джерелах не розглядалося.

В статье рассматривается один из практических способов определения необходимого количества предварительных работ на железнодорожных объектах во время планирования и организации их технического прикрытия. Этот вопрос раньше в украинских источниках не рассматривался.

The paper deals with one of the practical ways of determining the necessary volumes of preliminary works at the railway objects in the course of planning and organization of their technical cover. This issue has not been examined by Ukrainian authors before.

Головним завданням системи технічного прикриття залізниць є забезпечення можливості здійснення перевезень заданої кількості вантажів за визначений проміжок часу на даному залізничному напрямку (дільниці залізничної мережі). Виконання цього завдання здійснюється силами технічного прикриття залізниць шляхом своєчасного відновлення об'єктів, які зруйновані противником [3].

Що слід розуміти під своєчасним відновленням зруйнованих об'єктів? Насамперед це співвідношення між часом, який відводиться на відновлення об'єктів, і часом, який відводиться на перевезення вантажів. Розглянемо це питання на прикладі транспортного забезпечення військової операції на оперативнотранспортному напрямку.

Позначимо: T – тривалість військової операції (дів); t_1 – час на відновлення об'єктів в операції (дів); t_2 – час на відновлення об'єктів в операції (дів); P – заданий обсяг вантажів для перевезення в операції (тис. т); Q – вага умовного поїзда (тис. т/поїзд); N – пропускна спроможність залізничного напрямку після відновлення зруйнованих об'єктів (поїздів/добу).

Очевидно, що

$$T = t_1 + t_2 \quad \text{і} \quad P = QNt_1,$$

звідки

$$t_2 = T - \frac{P}{QN}. \quad (1)$$

Таким чином, загальний час відновлення зруйнованих об'єктів в операції не повинен пе-

ревершувати величину t_2 . Тоді є можливість за час, який залишається (t_1), здійснити перевезення необхідної кількості вантажів (P).

Зрозуміло, щоб виконати відновлювальні роботи за обмежений час, треба мати достатню кількість підрозділів технічного прикриття з певним рівнем продуктивності. Час відновлення об'єктів можна визначити ще так:

$$t_2 = \frac{V}{\Pi N}, \quad (2)$$

де V – передбачений обсяг відновлювальних робіт в операції на об'єктах даного типу (од. виміру); Π – продуктивність одного підрозділу технічного прикриття на відновленні об'єктів даного типу (од. вим./доб.); n – кількість підрозділів на відновленні об'єктів даного типу.

Примітка: середньодобові обсяги відновлювальних робіт слід очікувати:

$$\Delta V = V : T. \quad (3)$$

Якщо вихідні дані відомі (T , P , Q , Π , N , V) то можна за допомогою виразів (1) і (2) визначити кількість підрозділів, які необхідні для технічного прикриття (n):

$$n = \frac{V}{\Pi \left(T - \frac{P}{QN} \right)}. \quad (4)$$

Необхідно підкреслити, що даний спосіб визначення необхідної кількості підрозділів технічного прикриття недостатньо точний. Він

ґрунтується на детермінованих моделях процесу і не враховує випадкових факторів, які впливають на систему технічного прикриття під час відновлювальних робіт.

Більш точними є імовірності моделі [2]. Для розв'язання даної задачі найбільш пристосовані прикладні моделі теорії масового обслуговування. У даному випадку можна застосувати багатоканальну систему без обмежень і взаємодопомоги [1]. Основна формула моделі

$$A_p = 1 - \frac{\alpha^n}{\sum_{k=0}^n \frac{\alpha^k}{k!}}, \quad (5)$$

де A_p – реальна імовірність своєчасного відновлення об'єктів підрозділами; $\alpha = \frac{\Delta V}{\Pi}$ – приведений коефіцієнт, який виражає співвідношення темпу виникнення обсягів відновлювальних робіт і темпу відновлення об'єктів n одним підрозділом.

Рівень імовірності своєчасного відновлення об'єктів, який може мати також назву надійності технічного прикриття, повинен задаватися при плануванні технічного прикриття. Нині вважається, що для залізничних об'єктів він повинен бути не нижче 0,8. Позначимо потрібний рівень надійності технічного прикриття через A_b .

За формулою (5), шляхом прийняття різних значень n , визначаємо реальну надійність технічного прикриття A_p . Значення n , при котрому $A_p \approx A_b$ (можна допустити відхилення $\pm 0,02$), буде тою кількістю підрозділів, яка потрібна для технічного прикриття об'єктів із заданою імовірністю їх своєчасного відновлення A_b , позначимо цю кількість підрозділів через n_b .

Практика планування технічного прикриття залізниць свідчить про те, що розрахована кількість підрозділів технічного прикриття не завжди буде прийнятною. Може скластися ситуація, коли розраховану кількість підрозділів не можна буде раціонально використовувати внаслідок обмеженого фронту відновлювальних робіт. Однак частіше за все буде мати місце звичайна нестача сил. Припустимо, що на технічному прикритті залізничного напрямку може реально бути задіяне n_p підрозділів. Якщо $n_b > n_p$, то і $A_b > A_p$, тобто залучення на технічне прикриття n_p підрозділів замість n_b під-

розділів, потягне за собою зниження його надійності з A_b до A_p .

Можливе і таке рішення, коли на окремих об'єктах рівень надійності їх прикриття буде декілька зніжений. Але таке рішення може бути виправданим тільки для невеликої частини об'єктів на другорядних дільницях. Основна частина об'єктів повинна мати встановлену надійність прикриття A_b . У цьому випадку необхідно знайти шлях підвищення величини A_p до рівня A_b при незмінному значенні n_p . Розглянемо формулу (5) з точки зору можливості підвищення величини A_p , коли $n = \text{const}$. Очевидно, що цього можна досягнути за рахунок зменшення коефіцієнта α , який в свою чергу дорівнює

$$\alpha = \frac{\Delta V}{\Pi}.$$

Тому зменшити коефіцієнт α можливо за рахунок підвищення величини Π або за рахунок зменшення величини ΔV . Підвищення продуктивності підрозділів технічного прикриття (Π) потребує додаткових сил і засобів, що неможливо через обмеження цих ресурсів за умовами задачі. Залишається можливість зменшення середньодобових обсягів відновлювальних робіт ΔV , яке можна досягнути за рахунок зменшення загальних обсягів відновлювальних робіт в операції V , тобто завчасно створити резерв відновлювальних робіт. Такий резерв може бути утворений за рахунок виконання частини відновлювальних робіт завчасно в мирний час, у загрозовий період або під час підготовки операції.

До цих робіт можна віднести:

- будівництво окремих елементів обходів позакласних та великих мостів, руйнування яких найбільш імовірно;
- будівництво в повному обсязі або частково з'єднувальних гілок в обхід великих залізничних вузлів, тунелів та інших об'єктів, які є першочерговими цілями для ураження противником;
- наближення баз запасу відновлювальних матеріалів та конструкцій до районів припустимих відновлювальних робіт;
- будівництво окремих елементів підходів до мостів на обходах, які можуть бути споруджені найбільш імовірно;
- завчасна заготівля блоків конструкцій мостів, збирання ланок колії та ін.

Відомо, що для своєчасного виконання в операції необхідного обсягу відновлювальних робіт V потрібно n_b підрозділів технічного прикриття. Якщо підрозділів технічного прикриття буде менш n_p , то вони зможуть виконати відновлювальні роботи тільки в обсязі V_1 , тобто справедливо

$$\frac{V}{V_1} = \frac{n_b}{n_p},$$

звідки

$$V_1 = \frac{V n_p}{n_b}.$$

Безперечно, що необхідний обсяг резервних відновлювальних робіт $V_{рез}$ буде дорівнювати різниці розрахованих обсягів і можливих обсягів робіт, тобто

$$V_{рез} = V - V_1 = V - \frac{V n_p}{n_b} = V \left(1 - \frac{n_p}{n_b} \right).$$

В окремих випадках, для загальних розрахунків, зручніше користуватися не фізичними обсягами робіт, а трудомісткістю їх виконання.

Відомо, що

$$H = V \cdot h,$$

де H – загальна трудомісткість відновлювальних робіт; V – загальний обсяг відновлювальних робіт даного типу; h – нормативна трудомісткість виконання одиниці робіт.

Тоді резерв трудовитрат на технічному прикритті залізничного напрямку $H_{рез}$ повинен скласти

$$H_{рез} = H \left(1 - \frac{n_p}{n_b} \right).$$

Таким чином може бути визначена кількість завчасних відновлювальних робіт (або трудомісткість робіт, які необхідно виконати завчасно) при плануванні і організації технічного прикриття залізничного напрямку.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Шуенкин В. А. Прикладные модели теории массового обслуживания: Учеб. пособие / В. А. Шуенкин, В. С. Донченко – К.: НКМ ВО, 1992. – С. 130–141.
2. Сигорский В. П. Математический аппарат инженера. – К.: Техника, 1975. – С. 636–753.
3. Бутаков Л. А. Организация технического прикрития железных дорог / Л. А. Бутаков, Ф. Ф. Гусаров. – Л.: ВАТТ, 1989.

Надійшла до редколегії 01.06.04.

А. Н. ПШИНЬКО, Н. В. САВИЦКИЙ (ДИИТ),
С. А. КОРЕЦКАЯ, А. А. ГОНЧАРЕНКО (ПГАСиА)

РЕШЕНИЕ ВОПРОСОВ ЭНЕГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ ПУТЕМ ОРГАНИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА И ТЕХНОЛОГИИ ПОЛУЧЕНИЯ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННОГО МАТЕРИАЛА

У статті викладено концептуальний підхід до організації виробництва та технології отримання теплоізоляційного матеріалу «Heatisol». Наводяться довідки про отриманий теплоізоляційний матеріал. Розглядаються переваги матеріалу «Heatisol» у порівнянні з існуючими матеріалами.

В статье изложен концептуальный подход к организации производства и технологии получения теплоизоляционного материала «Heatisol». Приводятся сведения о полученном теплоизоляционном материале. Рассматриваются преимущества материала «Heatisol» по сравнению с существующими применяемыми материалами.

This article describes a conceptual approach to the organization of production and the manufacturing technology of thermo-insulating material «Heatisol», provides the basic data on the material and considers its advantages in comparison with conventional materials currently in application.

К числу важнейших научно-технических проблем современности относится создание новых и совершенствование традиционных строительных материалов. В равной степени это касается и технологии разнообразных теплоизоляционных материалов. Особенно это актуально для их применения в гражданском и промышленном строительстве и реконструкции существующего жилого фонда.

Полученный теплоизоляционный материал – модифицированное пеностекло «Heatisol» [1–3] по прочностным, теплоизоляционным характеристикам, негорючим свойствам, долговечности, стойкости к воздействию агрессивных сред и колебаниям температур, а также по показателю цена-качество заметно превосходит все применяемые в настоящее время на строительном рынке теплоизоляционные материалы.

Производство пеностекла [5; 6] основано на порошковом способе. При данном способе производства структура и физико-механические свойства пеностекла определяются в числе основных технологических факторов составом газообразователя и исходного стекла. Применение в качестве газообразователей карбонатов, нитратов щелочных или щелочноземельных металлов, которые не являются стабилизаторами системы стекло – газ вследствие химического взаимодействия их со стекломассой при температуре вспенивания, приводит к формированию материала с открытопористой структурой. Применение углеродосодержащих газообразователей – каменного угля (антрацита, кокса) или технического

углерода (сажи) – позволяет получать однородную с замкнутыми ячейками структуру. Полная замкнутость ячеек и целостность их стенок достигается за счет применения некристаллизующихся в дисперсном состоянии стекол.

Необходимость разработки «Heatisol» была обусловлена низкими эксплуатационными характеристиками изделий, полученных на основе составов [7; 8], а именно, их высокой теплопроводностью и водопоглощением вследствие нерационального подбора состава данных шихт.

Данная задача решалась введением в состав шихты дополнительного компонента – отходов производства металлического марганца Никопольского ферросплавного завода – пыли газоочистки производства металлического марганца (ПГПММ).

В настоящее время на многих ферросплавных заводах внедрены эффективные установки для очистки промышленных выбросов. Ежегодно только на одном заводе ими улавливается более 50 тыс. м³ пыли различного химического состава.

При выплавке металлического марганца образующаяся пыль улавливается электрофильтрами. Химический состав этой пыли представлен реакционно-способными оксидами SiO₂, Al₂O₃, Fe₂O₃, CaO, MgO, MnO. Минералогический состав пыли представлен в основном MnCO₃ и Mn. По внешнему виду ПГПММ представляет собой высокодисперсный порошок. Частицы пыли имеют различ -

ную форму, со средним размером частиц 0,6...0,8 мкм, рыхлую структуру с удельной поверхностью 1200...1500 м²/кг.

Шихта для изготовления «Heatisol» включает бой листового стекла, технический углерод и дополнительно содержит ПГПММ. В результате варки песка, доломита, соды и пегматита

получают стекло. Таким образом, состав шихты следующий, мас. %:

- стекло – 97,1...97,4;
- технический углерод – 1,3...1,8;
- ПГПММ – 0,8...1,6.

Химический состав стекла и ПГПММ приведены в табл. 1.

Таблица 1

Химический состав стекла и ПГПММ

Компоненты	Химический состав, мас. %											
	SiO ₂	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	CaO	MgO	Na ₂ O	S	MnO	C	P ₂ O ₅	K ₂ O	ппп
Стекло	72,9	1,57	0,29	8,79	2,20	15,15	–	–	–	–	–	–
ПГПММ	17,8	1,70	2,10	6,20	2,90	7,7	1,8	40,1	4,0	1,2	11,0	3,5

Составы шихты и результаты испытаний изделий представлены в табл. 2, 3.

Таблица 2

Составы шихты

Наименование компонента	Состав предлагаемой смеси, мас. %				
	1	2	3	4	5
Стекло	97,4	97,3	97,2	97,2	97,1
Технический углерод	1,8	1,7	1,6	1,4	1,3
ПГПММ	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6

Таблица 3

Результаты испытаний изделий

Показатели	Предлагаемая смесь				
	1	2	3	4	5
Механическая прочность при сжатии, МПа	3,85	4,11	4,40	4,14	4,06
Водопоглощение, %	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
Коэффициент теплопроводности, ккал м·ч °С	0,082	0,084	0,08	0,087	0,09
Объемный вес, кг/м ³	250	280	285	310	365

По результатам табл. 3 можно сделать следующие выводы. Использование в предлагаемой смеси для изготовления «Heatisol» пыли газоочистки производства металлического марганца повышает механическую прочность при сжатии, снижает водопоглощение и коэффициент теплопроводности.

Улучшение физико-механических характеристик «Heatisol» связано с тем, что пыль газо-

очистки металлического марганца содержит металлический марганец и карбонат марганца. Карбонат марганца диссоциирует при температуре выше 350 °С на оксид марганца и углекислый газ. Металлический марганец при температуре выше 300 °С окисляется в оксид марганца. В процессе нагревания массы часть свободного оксида марганца переходит из двух- в четырехвалентное состояние [4; 9] и, взаимодействуя с кремнеземом, образует связи электростатической природы



Таким образом, возникший в последнее время интерес к использованию тонкодисперсных отходов, в основном продуктов пылеулавливания, вызван не только проблемой их утилизации, но и способностью этих веществ воздействовать на процессы структурообразования строительных материалов.

Исходя из полученных результатов, мы приходим к выводу, что уровень показателей созданного материала «Heatisol» отвечает таким качествам, как экономичность, экологичность и эффективность и обеспечивает неограниченные возможности его применения в жилищном и промышленном строительстве в любых климатических зонах и природных условиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гребенников В. Н. Концептуальный подход к организации производства и технологии получения теплоизоляционного материала и изделий / В. Н. Гребенников, А. Г. Григоренко, С. В. Федоренко и др. // Строительство. Мате-

- риаловедение. Машиностроение: Сб. науч. тр. – Д.: ПГАСиА, 2002. – Вып. 21. – С. 71–74.
2. Гончаренко А. А. Актуальность производства и применения новых теплоизоляционных материалов в строительстве // Строительство. Материаловедение. Машиностроение: Сб. науч. тр. – Д.: ПГАСиА, 2003. – Вып. 22. – С. 160–164.
 3. Пшинько А. Н. Решение вопросов энерго- и ресурсосбережения путем организации производства и технологии получения теплоизоляционного материала / А. Н. Пшинько, Н. В. Савицкий, С. А. Корецкая и др. // Строительство. Материаловедение. Машиностроение: Сб. науч. тр. – Д.: ПГАСиА, 2003. – Вып. 25. – С. 29–31.
 4. Мчедлов-Петросян О. П. Химия неорганических материалов. – М: Стройиздат, 1971. – 224 с.
 5. Китайгородский И. И. Пеностекло / И. И. Китайгородский, Т. Н. Кешишян. – М.: Промстройиздат, 1953. – 77 с.
 6. Шилл Ф. Пеностекло. – М.: Стройиздат, 1965. – 307 с.
 7. А.с. СССР, 1073199, кл. С 03 С 11/00, публ. 15.02.84. Бюл. № 6.
 8. А.с. СССР, 1071587, кл. С 03 С 11/00, публ. 07.02.84. Бюл. № 5.
 9. Песков Н. П. Курс коллоидной химии. – М: Госхимиздат, 1940. – 274 с.

Поступила в редколлегию 25.06.04.

ПРОБЛЕМЫ ПОЛУЧЕНИЯ БЕТОНОВ С ВЫСОКИМИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМИ СВОЙСТВАМИ

У роботі виконаний аналіз проблем одержання високоміцних бетонів для кільцевих і трубчастих неармованих виробів. Показано можливість одержання матеріалу, здатного сприймати значні напруги, розтяжні при використанні комплексу технологічних заходів. Це дозволить реалізувати розроблену технологію при виготовленні кільцевих і трубчастих виробів для безнапірних і малонапірних водотоків.

В работе выполнен анализ проблем получения высокопрочных бетонов для кольцевых и трубчатых неармированных изделий. Показана возможность получения материала, способного воспринимать значительные растягивающие напряжения при использовании комплекса технологических мероприятий. Это позволит реализовать разработанную технологию при изготовлении кольцевых и трубчатых изделий для безнапорных и малонапорных водотоков.

The work provides analysis of the problems, connected with obtaining high-strength concretes for ring-like and tubular non-armatured constructions and shows a possibility of obtaining a material, capable of enduring significant pull tensions in applications of a complex of technological actions. This will allow realizing the developed technology in manufacture of ringular and tubular structures for non-head and small-head water courses.

Часто различные бетонные и железобетонные конструкции для транспортного строительства в соответствии с технико-экономическим обоснованием целесообразно заменить на неармированные бетонные. При этом встает проблема повышения прочности бетона, а также обеспечения его высоких специальных эксплуатационных свойств и способности сопротивляться действию растягивающих напряжений и окружающей среды в заданный эксплуатационный период. Именно низкая прочность бетона при растяжении лишает его универсальности при возведении различных искусственных транспортных сооружений [1–4].

Обычно стремятся решить эту проблему использованием различных технологических мероприятий, например:

- всемерно возможным снижением водоцементного отношения бетона;
- подбором высококачественных исходных компонентов для бетонной смеси;
- повышенным уплотнением бетона в процессе формирования изделия;
- назначением рационального близкого к оптимальному соотношения компонентов в единице объема бетона.

Однако решение каждой технологической проблемы в отдельности, как и их комплексное решение, возможно только при определенных ограничениях. Как показала практика применения бетона в различных областях строитель-

ва, кардинальное решение проблемы повышения сопротивления бетона растяжению недостижимо. В обычных железобетонных конструкциях металлическая арматура предназначена воспринимать растягивающие напряжения, отводя бетону роль компонента, воспринимающего только сжимающие напряжения.

Решение проблемы повышения бетоном сопротивляемости растяжению позволит создать новый класс высокоэффективных неармированных конструкций для железнодорожного строительства, в частности, кольцевых и трубчатых элементов. В таких конструкциях бетон использовался бы наиболее полноценно как строительный материал для самых различных сооружений и различных условий нагружения.

Выполним анализ причин, затрудняющих решение проблемы повышения сопротивляемости бетона растягивающим напряжениям.

Регулирование значения водоцементного отношения (В/Ц) может производиться в относительно узких пределах. При приближении В/Ц к значению характерному для нормальной густоты цементного теста бетон теряет пластичность и реальные формовочные свойства. Применение такого бетона в строительной практике становится невозможным. Более того, при вынужденно высоком расходе цемента в единице объема бетона, степень гидратации вяжущего резко снижается. Доказано, что протекание реакций гидратации цемента возможно при некотором избыточном гидравлическом напоре воды у поверхности цементных частиц.

Такой гидравлический напор создается когда В/Ц бетонной смеси превышает нормальную плотность цемента в 1,65 раза. Таким образом, при затворении бетонной смеси избыток воды полезен как для улучшения ее формовочных свойств, так и для обеспечения оптимальных условий гидратации вяжущего.

Следует вывод об ограничении нижнего предела В/Ц величиной, зависящей от ряда технологических параметров.

Второй технологический фактор является универсальным и справедливым для любой принятой технологии бетона. Хотя практика его применения доказывает, что определенного повышения качества используемых материалов можно достигнуть за счет применения определенных технологических приемов. Свойства современных грубодисперсных цементов могут быть существенно улучшены технологическими приемами, например, применением интенсивных активационных воздействий [5].

Повышение уплотнения бетонной смеси до предельных значений может резко повысить прочность бетона и, в том числе, прочность при растяжении. Разработкой технологических приемов повышения степени уплотнения бетона занимались многие исследователи. Предложено много способов формования и уплотнения бетона, из которых наиболее распространены различные виды виброуплотнения. Практически достигаемый коэффициент уплотнения близок 0,95. Опыты показывают, что при дальнейшем уплотнении прочность материала с коэффициентом уплотнения близким 0,99 и выше может возрастать вдвое. Особенно существенно возрастает прочность бетона при растяжении. В результате дополнительного гиперуплотнения бетона в изделии его прочность при растяжении может достигать 10...15 МПа и больше. Очевидно, что такой материал уже может успешно воспринимать растягивающие усилия.

До настоящего времени не найдены способы, применимые в строительстве для достижения гиперуплотнения бетона. Большие надежды возлагались на прессование и вибропрессование изделий. Однако при этом способе уплотнения прессующее усилие, распределяясь на всю площадь изделия, создает относительно низкое удельное давление на бетон. В этих условиях добиться гиперуплотнения бетонной смеси невозможно. Более того избыточная вода затворения, являясь несжимаемой средой, препятствует протеканию пластических деформаций

уплотнения смеси. Формуемая бетонная смесь становится упруго-вязко-пластичным телом, в котором превалируют силы упругости и вязкости над пластичностью материала, наблюдается дискретность пластических деформаций, которые тут же компенсируются упругостью материала. При длительном вибропрессовании даже начинается разрыхление материала, т. е. развивается процесс обратный уплотнению.

Попытки устранить этот недостаток увеличением прессующих усилий оказался или малоэффективным, или не технологичным. Очевидно, необходимо повысить удельное давление на прессуемую массу, сверх определенного порогового значения, вызывающего гиперуплотнение бетона.

Природа создала такой механизм уплотнения без больших прессующих усилий в живых организмах, называемый перистальтическим давлением. Сущность его заключается в том, что давление для проталкивания пищевых масс прикладывается на весьма малом участке кишечника, теоретически в точке. В этом случае удельное давление обратно пропорциональное площади приложения, может быть весьма большим при малом прессующем усилии. Перистальтическая волна уплотнения прокатываясь вдоль формуемого изделия будет создавать подвижные зоны гиперуплотнения. Предварительные опыты показали, что в кольцевых и трубчатых изделиях использование перистальтической технологии уплотнения бетона приводит к двукратному повышению его прочности при сжатии и 7...10 кратному повышению прочности при осевом растяжении. Такие неармированные изделия работают не хуже железобетонных труб при внутреннем рабочем давлении до 0,7 МПа. Экономические параметры неармированных кольцевых изделий в 1,5–2,0 раза выше, чем у железобетонных, при лучших эксплуатационных характеристиках и большей долговечности.

Таким образом показана принципиальная возможность разработки технологии как неармированных, так и армированных изделий транспортного назначения с высокими эксплуатационными свойствами, низкой себестоимостью по сравнению с железобетонными, большей долговечностью и малыми капитальными затратами на единицу продукции.

Решение поставленных задач обязательно должно быть подкреплено разработкой физически обоснованного метода назначения оптимальных составов бетона как с неактивирован-

ным, так и с активированным вяжущим. Первый этап такой работы уже выполнен [6; 7]. В результате установлено, что применение общеизвестного метода подбора состава бетона, требующего последующей лабораторной корректировки, не позволяет находить составы оптимальные по комплексу свойств бетонной смеси и бетона.

Из изложенного следует, что решение поставленной технологической проблемы транспортного строительства может быть решено комплексным использованием всех четырех принципов технологии высокопрочного бетона. В этом случае в планируемом исследовании должны быть предусмотрены следующие этапы:

1. Затворение бетонной смеси оптимальным количеством воды, обеспечивающим необходимые формовочные свойства и требуемую удобоукладываемость, с последующим удалением избыточного количества воды до уровня необходимого для обеспечения максимальной прочности материала.

2. Приготовление бетонной смеси на активированной цементно-водной суспензии, что обеспечивает высокий потенциал вяжущего и его химическое взаимодействие со всеми компонентами бетона при обычных температурных условиях твердения бетона.

3. Применение двухстадийного уплотнения бетона, сочетающего: вибрационное-обычное и виброударно-перистальтическое гиперуплотнение с одновременным отжимом избыточной воды затворения, сверх необходимого количества для гидратации вяжущего.

4. Назначение состава бетона разработанным физико-аналитическим и обеспечивающим соотношение его компонентов близких к оптимальному для заданных прочностных параметров и эксплуатационных условий.

Комплексное выполнение поставленных технологических задач требует комплексного и целенаправленного исследования реологических, прочностных и физико-механических свойств бетонной смеси и бетона. При этом не-

обходимо изучение влияния активации вяжущего на свойства бетона, влияние количества избыточной воды затворения на формовочные свойства смеси и конечные свойства бетона, влияние гиперуплотнения на эксплуатационные свойства бетона и, в частности, его сопротивлению растягивающим усилиям. Большое значение в исследовании имеет определение взаимозависимости различных свойств бетона переменного состава.

Выполнение такого комплекса исследований позволит создать материал нового поколения с эксплуатационными свойствами, которые обеспечивают возведение надежных, долговечных и экономически целесообразных транспортных сооружений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Хаютин Ю. Г. Монолитный бетон: Технология производства работ. – М.: Стройиздат, 1991. – 576 с.
2. Баженов Ю. М. Получение бетонов заданных свойств / Ю. М. Баженов, Г. И. Горчаков и др. – М.: Стройиздат, 1978. – 187 с.
3. Колоколов Н. М. Строительство мостов: Учебник / Н. М. Колоколов, Б. М. Вейнблат. – М.: Транспорт, 1984. – 504 с.
4. Пахомов В. А. Бетон и железобетон в гидротехническом строительстве / В. А. Пахомов, В. В. Гончаров. – К.: Будивельник, 1974. – 166 с.
5. Пат. 34366 А України, МПК 6 С 04 В 40/00. Спосіб активації цементної в'язучої системи / О. М. Пшінько, А. М. Таран, В. М. Пунагін, Н. М. Руденко, А. В. Краснюк, О. В. Громова (Україна). – № 99063686; Заявлено 30.06.99; Опубл. 15.02.2001; Бюл. № 1. – 3 с.
6. Пунагін В. М. Проектування складів гідротехнічних бетонів / В. М. Пунагін, О. М. Пшінько, Н. М. Руденко. – Д.: Арт-Прес, 1998. – 192 с.
7. Пшінько А. Н. Подводное бетонирование и ремонт искусственных сооружений: Монография. – Д.: Пороги, 2000. – 411 с.

Поступила в редколлегию 02.03.04.

А. В. РАДКЕВИЧ, И. Д. ПАВЛОВ, Ф. И. ПАВЛОВ (ДИИТ)

ОБОБЩЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ПОЛОЖЕНИЙ И МЕТОДОВ ОЦЕНКИ МОДЕЛЕЙ ПЛАНИРОВАНИЯ РАЗВИТИЯ И ПОДГОТОВКИ РЕАЛИЗАЦИИ ПРОЕКТОВ СЛОЖНЫХ ВОССТАНОВЛЕНИЙ В ЗАДАННЫЙ СРОК

Відновлення об'єктів різного призначення підкоряється єдиній меті – виконанню робіт у встановлений термін з найменшими витратами. Практика робіт з відновлення свідчить про те, що терміни відновлення порушуються, і це призводить до величезних утрат ресурсів. Дана робота присвячена удосконалюванню реалізації проектів складних відновлень у заданий термін.

Восстановление объектов различного назначения подчиняется единой цели – выполнению работ в установленные сроки с наименьшими затратами. Практика работ по восстановлению свидетельствует о том, что сроки восстановления нарушаются, и это приводит к громадным потерям ресурсов. Данная работа посвящена совершенствованию реализации проектов сложных восстановлений в заданные сроки.

Reconstruction of the objects, destined for different purposes, has always the same aim, i.e. execution of the works within the set periods with the smallest possible costs. The practice of the reconstruction works, however, testifies that the timeframes are often violated, which entails enormous losses of resources. The present work is devoted to improvement of the practices of realizing the project of complex reconstructions within the set periods.

Введение

В решении вопросов обоснования сроков реализации проектов важным является наличие научно обоснованных решений. Официально действующие нормы [8] носят эмпирический характер, в то время как обоснование должно иметь серьезную научную базу. Нормы продолжительности реализации применялись как в отраслях, районах, так и в народном хозяйстве в целом. Однако решения, связанные с продолжительностью производства, должны базироваться на достижениях НТП и иметь экономическое обоснование.

Однако, несмотря на значительную сложность при заключении контрактов, организациями проводятся расчеты по выбору оптимальной продолжительности реализации проектов, основанной на соизмерении затрат и результатов с учетом фактора времени и риска.

Наиболее существенными, заслуживающими внимание являются исследования [1; 10], связанные с разработкой оптимальных норм освоения проектов. В этих работах не делается акцент на нормы, а обоснован подход к определению сроков.

Таким образом, вопросы выработки оптимальных решений реализации сложных проектов являются проблемными и требуют проведения исследований, направленных на выявление соотношений затраты – результаты – продолжительность и риск. Проблема является

многоплановой, экстремальной и многовариантной и в новых условиях ее возможно реализовать на основе использования ЭММ и методов, современных требований системотехники и автоматизации решения задач подготовки производства на основе мировых стандартов [3; 7].

Общие недостатки существующих подходов к определению продолжительности реализации сложных проектов связаны с отсутствием исследования прямых и двойственных задач оптимального программирования в сетевой структуре, нечеткостью экономического анализа решения. Вопросы исследования двойственности в задачах на сетевой структуре разработаны недостаточно полно. Отечественные и зарубежные исследователи этот вопрос не изучили, поэтому возникают трудности в приведении задачи к каноническому виду.

Определение продолжительности реализации восстановления сложных проектов связано с особой природой таких задач; особенностью в обоснованиях на сетевой структуре, что требует проведения дополнительных исследований, и является актуальной задачей теории управления проектами.

Результаты исследований

В практической работе, а также в научных исследованиях часто приходится сталкиваться с проблемой обоснования сроков выполнения проектов или программ в заданное (установ-

ленное) время. В принципе, грамотно разрешить вопрос можно только на основе научного подхода и использования современного арсенала теории исследования операций и средств вычислительной техники. Технологии и организации производства всегда присущи многовариантность и многокритериальность. Поскольку любой проект включает упорядоченное конечное множество операций, то режим выполнения их всегда характеризуется как продолжительностью (τ_{ij}) , так и интенсивностью производства, что связано с привлечением трудовых ресурсов (n_{ij}) в единицу времени.

Выбору решений в виде конкретного варианта действий следует сопоставлять количественную оценку степени достижения цели. Признак, по которому сравниваются и оцениваются варианты, называется критерием оптимальности. Если процесс выбора решений описать функцией, искомые переменные которой являются допустимыми и описывающими движение к цели, то такую функцию принято называть целевой, а решение – оптимальным. Таким образом, установить оптимальное решение означает определить экстремум функции и все разговоры о менее или более оптимальном решении несостоятельны, поскольку имеется экстремальное решение, т. е. оптимальное, или его нет.

Для достижения цели проекта составляющие $(ij) \in A$ следует выполнять с определенной скоростью, согласованной с конечной целью, заданной сроком ввода. Возможных вариантов достижения цели при больших объемах работ (в сложных проектах) имеется множество, не поддающееся обзору. Привлечение ресурсов связано с дополнительными расходами и увеличением сменности производства. Проблема трудовых ресурсов производства актуальна, поэтому можно поставить цель минимизировать привлечение ресурсов для соблюдения сроков реализации проекта. Это то же самое, что минимизировать производство работ в две и три смены.

Рассмотрим граф $G(U, A)$ [6]. Каждая операция характеризуется продолжительностью реализации – τ_{ij} и интенсивностью – $n_{ij} (i, j) \in A$, U – множество узлов (событий) графа, A – множество дуг (операций). Имеет место зависимость

$$x_{ij}n_{ij} = Q_{ij},$$

где Q_{ij} – трудоемкость работы (i, j) , зависит от объема, $i = 1, 2, \dots, n-1$, $j = 2, 3, \dots, n$; n – число узлов (событий) в модели.

По каждой операции $(i, j) \in A$ известна интенсивность n_{ij}^D , которой соответствует нормальная продолжительность D_{ij} ; d_{ij} – продолжительность, соответствующая максимальной концентрации ресурсов n_{ij}^d .

Сформулируем математическую модель задачи. Дана сетевая модель (D_{ij}, T^D) , по $(i, j) \in A$ известно d_{ij} , C_{ij} – «цена» сокращения работы на единицу, T_3 – установленный инвестором срок.

Сокращение продолжительности выполнения (i, j) работы на величину

$$\Delta x_{ij} = D_{ij} - X_{ij}$$

может быть обеспечено привлечением дополнительных ресурсов, т. е. за счет увеличения интенсивности производства

$$\Delta n_{ij} = C_{ij} \Delta x_{ij}.$$

Требуется определить, какие операции $(i, j) \in A$ ускорить, а для каких сохранить нормальную продолжительность D_{ij} . Другими словами, требуется найти такое решение (X_{ij}, T_n) , которое минимизирует функцию

$$L(x) = \Sigma \Delta n_{ij} = \Sigma C_{ij} (D_{ij} - X_{ij}) \rightarrow \min. \quad (1)$$

Множество узлов (событий) можно определить как $U = (1, 2, \dots, n)$, где узел 1 обозначает начало работ (проекта), а узел n – окончание. Ограничения на решение задачи следующие:

$$T_j - T_i + X_{ij} \leq 0 \quad (i, j) \in A, \quad (2)$$

$$T_1 + T_n \leq T_3, \quad (3)$$

$$X_{ij} \leq D_{ij} \quad (i, j) \in A, \quad (4)$$

$$X_{ij} \geq d_{ij} \quad (i, j) \in A. \quad (5)$$

Условие (2) отражает неразрывность сети, и

$$T_j = \max (T_i + t_{ij}).$$

Условие (3) показывает, что в оптимальном решении величина критического пути $T_n \in T_{кр}$ не должна превышать заданного срока реализации проекта. Условия (4, 5) определяются технологией выполнения работ $(i, j) \in A$.

Если посмотреть на целевую функцию (1) и ограничения, а их четыре в нашем случае, то не трудно заметить, что наша цель – определить неизвестные X_{ij} , ради которых и ставим задачу, а (x_{ij}) и ограничения имеют линейную зависимость (X_{ij} , в первой степени). Поэтому сформулированная задача является задачей линейного программирования. Для ее решения требуется проверить разрешимость при установленном T_3 . Используем для этого следующий прием. Полагаем, что $X_{ij} = d_{ij}$ и определенный при этом критический путь обозначим как $T_{кр}^d$. Если $T_3 \geq T^d$, то задача имеет решение, в противном случае нет.

Если положить $X_{ij} = D_{ij}$, то получим $T_{кр}^D$. Как видно, необходимо соблюдение условия

$$T^d \leq T_3 \leq T^D.$$

Определение для каждого значения T_n из сегмента $[T^d \dots T^D]$ минимума функции

$$L(x) = \sum C_{ij} (D_{ij} - X_{ij}) = (\sum C_{ij} D_{ij} - \sum C_{ij} X_{ij}) \rightarrow \min \quad (6)$$

при условиях 2–5 представляет собой параметрическую задачу линейного программирования. Данная модель эквивалентна рассматриваемой ниже задаче линейного программирования с максимизацией функции цели [4; 9].

Учитывая, что в (6) $\sum C_{ij} D_{ij} = \text{const}$, заменим целевую функцию исходной задачи на другую функцию

$$L(x) = \sum C_{ij} X_{ij} \rightarrow \min, \quad (7)$$

которая принимала бы максимальное значение и удовлетворяла условиям:

$$\left. \begin{aligned} T_i - T_j + X_{ij} &\leq 0 \quad (i, j) \in A, \\ T_1 + T_n &\leq T_3, \\ X_{ij} &\leq D_{ij} \quad (i, j) \in A, \\ -X_{ij} &\leq -d_{ij} \quad (i, j) \in A. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Данная задача может быть решена универсальным симплекс-методом, используемым для решения экстремальных задач оптимального программирования, в которых на неизвестные наложены ограничения. Такие методы более громоздки (по сравнению с алгоритмом, на-

пример, транспортной задачи) и их применение целесообразно только тогда, когда специальные методы оказываются недостаточными (ниже этот метод рассмотрен для сравнения).

В нашем случае следует использовать другой метод решения поставленной задачи. Он основан на теории двойственности линейного программирования и условиях дополняющей нежесткости [10].

В постановке (7, 8) задача имеет вид, аналогичный задаче минимизации стоимости проекта, т. е. задача нахождения оптимального потока, обладающего значительным преимуществом в вычислительном отношении.

Для этого исследуется задача, для которой в соответствие ограничениям (8) ставятся неотрицательные переменные f_{ij} , V , γ_{ij} , δ_{ij} , называемые двойственными. Они перечисляются в таком же порядке, в котором вводились ограничения в данную модель.

Двойственную задачу можно сформулировать следующим образом.

Минимизировать целевую функцию

$$Z(f) = \left(TV + \sum_A D_{ij} \gamma_{ij} - \sum_A d_{ij} \delta_{ij} \right) \rightarrow \min \quad (9)$$

при условии, что

$$f_{ij} + \gamma_{ij} - \delta_{ij} = C_{ij} \quad (i, j) \in A; \quad (10)$$

$$Zf_{ij} - V = 0, \quad i = 1; \quad (11)$$

$$Z(f_{ij} - f_{ji}) = 0 \quad i = 2, \dots, n-1; \quad (12)$$

$$-Zf_{in} + V = 0 \quad i = n; \quad (13)$$

$$f_{ij}, \gamma_{ij}, \delta_{ij} \geq 0 \quad (i, j) \in A.$$

Двойственные ограничения являются равенствами, поскольку переменные в основной задаче в явном виде не ограничены по знаку.

На основе математической структуры двойственной задачи двойственные переменные f_{ij} можно рассматривать как потоки в сети с ограниченной пропускной способностью. Условия (11), (12) соответствуют ограничениям потока для источника, промежуточных и конечного событий соответственно.

Ограничение (12) соответствует известным ограничениям на сохранение потока в промежуточных узлах (типа Г. Р. Кирхгофа).

Используя условия дополняющей нежесткости для задачи линейного программирования, можно определить следующие результаты, ко-

торые должны выполняться для оптимального решения

$$\left. \begin{aligned} T_i - T_j + X_{ij} &< 0 & f_{ij} &= 0, \\ T_i - T_j + X_{ij} &= 0 & f_{ij} &= 0, \\ \text{если } X_{ij} &= D_{ij}, & \text{то } \gamma_{ij} &> 0, \\ \text{если } X_{ij} &= d_{ij}, & \text{то } \delta_{ij} &> 0, \\ \text{если } X_{ij} &< D_{ij}, & \text{то } \gamma_{ij} &= 0, \\ \text{если } X_{ij} &> d_{ij}, & \text{то } \delta_{ij} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Двойственные переменные γ_{ij} , δ_{ij} не могут быть одновременно положительными, так как $D_{ij} \neq d_{ij}$.

В ограничении $f_{ij} + \gamma_{ij} - \delta_{ij} = C_{ij}$ неотрицательные значения γ_{ij} и δ_{ij} определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{ij} &= C_{ij} - f_{ij} & \text{при } \delta_{ij} &= 0, \\ \delta_{ij} &= f_{ij} - C_{ij} & \text{при } \gamma_{ij} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Поэтому

$$\gamma_{ij} = \max[0, C_{ij} - f_{ij}] \quad \delta_{ij} = 0;$$

$$\delta_{ij} = \max[0, f_{ij} - C_{ij}] \quad \gamma_{ij} = 0.$$

При исследовании всех возможных значений f_{ij} , γ_{ij} , δ_{ij} можно выделить три случая:

1. $\gamma_{ij} > 0$, $\delta_{ij} = 0$, $0 \leq f_{ij} \leq C_{ij}$, $X_{ij} = D_{ij}$;
2. $\gamma_{ij} = 0$, $\delta_{ij} = 0$, $f_{ij} = C_{ij}$, $d_{ij} \leq X_{ij} \leq D_{ij}$;
3. $\gamma_{ij} = 0$, $\delta_{ij} > 0$, $f_{ij} > C_{ij}$, $X_{ij} = d_{ij}$.

Для каждого случая с учетом условий дополняющей нежесткости находим условия оптимальности:

1. $0 < f_{ij} < C_{ij}$ и $T_i - T_j + D_{ij} = 0$
или $f_{ij} = 0$ и $T_i - T_j + D_{ij} < 0$;
2. $f_{ij} = C_{ij}$ и $T_i - T_j + X_{ij} = 0$,
 $d_{ij} \leq X_{ij} \leq D_{ij}$;
3. $C_{ij} < f_{ij} < \infty$ и $T_i - T_j + d_{ij} = 0$.

Введем следующие дополнительные обозначения:

- $a'_{ij} = T_i - T_j + D_{ij}$ – резерв критичности;
- $a''_{ij} = T_i - T_j + d_{ij}$ – резерв сокращения;

$$\overline{X_{ij}} = T_i - T_j + X_{ij}.$$

Условия оптимальности для каждого случая можно записать в ином виде:

Случай 1: $0 < f_{ij} < C_{ij}$ $a'_{ij} = 0$.

Случай 2: $f_{ij} = C_{ij}$ и $\overline{X_{ij}} = 0$.

Случай 3: $C_{ij} < f_{ij} < \infty$ и $a''_{ij} = 0$.

С помощью алгоритма последовательно определяются f_{ij} и T_i (T_j), удовлетворяющие условиям (19) для убывающих значений T_n , после чего искомые неизвестные определяются по формуле

$$X_{ij} = \min(D_{ij}, T_j - T_i). \quad (20)$$

В качестве примера предположим, что свершение $T_{106} = 35$ мес. в исходном решении, а требуется реализовать проект $T_{106} = 24$ мес.

Принятые в задаче обозначения показаны на рис. 1.

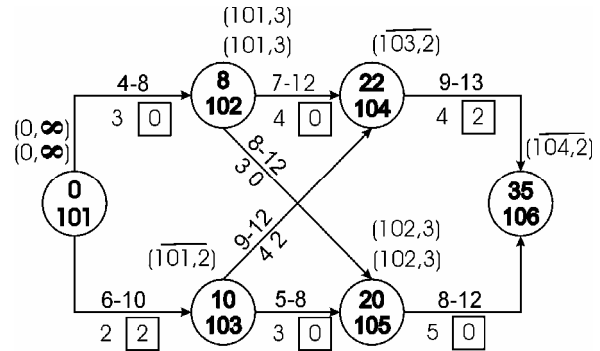


Рис. 1. Исходная сетевая модель

$$T^D = 35, \quad T^d = 24, \quad T_3 = 24.$$

$$a'_{101-103} = 0, \quad a''_{101-103} = -4,$$

$$a'_{102-104} = -2, \quad a''_{102-104} = -7,$$

$$a'_{103-106} = -3, \quad a''_{103-106} = -7,$$

$$a'_{103-105} = 2, \quad a''_{103-105} = -5.$$

$$\Delta_1 = 5, \quad \Delta_2 = 4, \quad \Delta_3 = 0, \quad \Delta T_1 = 2.$$

Для описания исходной сетевой модели на рис. 1 используем: i, j – номера событий, $T_{i(j)}$ – ранний срок свершения $i, (j)$; D_{ij}, d_{ij} – соответственно продолжительность выполнения операций (i, j) при нормальной и ускоренной реализации; C_{ij} – «цена» сокращения операции (i, j) ; f_{ij} – поток по дуге (i, j) ; X_{ij} – неизвестные режимы производства (следует определить).

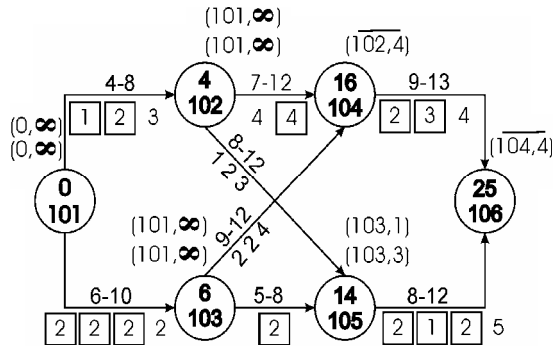


Рис. 2. Итерация 7

$$a'_{102-104} = 0, \quad a''_{102-104} = -5,$$

$$a'_{103-104} = 0, \quad a''_{103-104} = -1,$$

$$a'_{105-106} = 1, \quad a''_{105-106} = -1.$$

$$\Delta_1 = 0, \quad \Delta_2 = 1, \quad \Delta T_7 = 1.$$

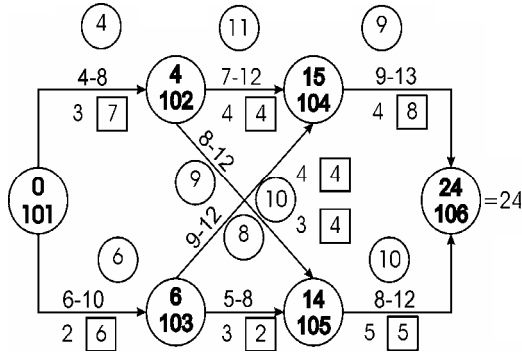


Рис. 3. Итерация 8 (оптимальное решение)

Прямая и двойственная задачи для данного примера формулируются следующим образом.

Целевая функция (7)

$$L(x) = \sum C_{ij} x_{ij} = 3x_{101-102} + 2x_{101-103} + 4x_{102-104} + 3x_{102-105} + 4x_{103-104} + 4x_{103-105} + 5x_{105-106} \rightarrow \max.$$

Ограничения прямой задачи (8) имеют следующий вид:

$$T_{101} - T_{102} + X_{101-102} \leq 0;$$

$$T_{101} - T_{103} + X_{101-103} \leq 0;$$

$$T_{102} - T_{104} + X_{102-104} \leq 0;$$

$$T_{102} - T_{105} + X_{102-105} \leq 0;$$

$$T_{103} - T_{104} + X_{103-104} \leq 0;$$

$$T_{103} - T_{105} + X_{103-105} \leq 0;$$

$$T_{104} - T_{106} + X_{104-106} \leq 0;$$

$$T_{105} - T_{106} + X_{105-106} \leq 0.$$

Ограничение вида (8) $-T_{101} + T_{106} \leq 24$,

$$+x_{101-102} < +8 \quad +x_{101-103} < +10;$$

$$+x_{102-104} \leq +12 \quad +x_{102-105} \leq +12;$$

$$+x_{103-104} < +12 \quad +x_{103-105} < +8;$$

$$+x_{104-106} \leq +13 \quad +x_{105-106} \leq +12;$$

$$-x_{101-102} \leq -4 \quad -x_{101-103} \leq -6;$$

$$-x_{102-104} < -7 \quad -x_{102-105} \leq -8;$$

$$-x_{103-104} \leq -9 \quad -x_{103-105} \leq -5;$$

$$-x_{105-106} \leq -8 \quad -x_{104-106} < -9.$$

Целевая функция двойственной задачи (9)

$$Z(f) = TV + 8\gamma_{101-102} + 10\gamma_{101-103} + 12\gamma_{102-104} + 12\gamma_{102-105} + 12\gamma_{103-104} + 8\gamma_{103-105} + 13\gamma_{104-106} + 12\gamma_{105-106} - 4\delta_{101-102} - 6\delta_{101-103} - 7\delta_{102-104} - 8\delta_{102-105} - 9\delta_{103-104} - 5\delta_{103-105} - 9\delta_{104-106} - 8\delta_{105-106} \rightarrow \min.$$

При ограничениях вида (10)

$$f_{101-102} + \gamma_{101-102} - \delta_{101-102} = 3;$$

$$f_{101-103} + \gamma_{101-103} - \delta_{101-103} = 2;$$

$$f_{102-104} + \gamma_{102-104} - \delta_{102-104} = 4;$$

$$f_{102-105} + \gamma_{102-105} - \delta_{102-105} = 3;$$

$$f_{103-104} + \gamma_{103-104} - \delta_{103-104} = 4;$$

$$f_{103-105} + \gamma_{103-105} - \delta_{103-105} = 3;$$

$$f_{104-106} + \gamma_{104-106} - \delta_{104-106} = 4;$$

$$f_{105-106} + \gamma_{105-106} - \delta_{105-106} = 5.$$

Ограничение вида (11)

$$f_{101-102} + f_{101-103} - V = 0, \quad i = 101.$$

Ограничение вида (12) – условие равновесия узлов:

$$-f_{101-102} + f_{102-104} + f_{102-105} = 0;$$

$$-f_{101-103} + f_{103-104} + f_{103-105} = 0;$$

$$-f_{102-104} - f_{103-104} + f_{104-106} = 0;$$

$$-f_{103-105} + f_{103-105} - f_{105-106} = 0;$$

для промежуточных узлов ($i = 102, \dots, n-1$)

$$-f_{104-106} - f_{105-106} + V = 0, \quad i = 106.$$

Мы имеем систему нестрогих линейных неравенств, так как неизвестные только в первой степени; кроме того, одни неизвестные не умножаются на другие.

Каждая работа (дуга, операция) в сетевой модели характеризуется четырьмя числами $d_{ij}, D_{ij}, C_{ij}, f_{ij}$. Для удобства отображения происходящих изменений в сети значение C_{ij} записываем под работой, а режимы производства – над ней. Дуговой поток f_{ij} принимаем равным нулю для всех работ и, в отличие от цены, его значение записываем в скобки. Для работы $q_{101-102} - d_{101-102} = 4$, $D_{101-102} = 8$, $C_{101-102} = 3$, $f_{101-102} = 0$ и т. д. Определяем сроки наступления (свершения) событий. Для начального события ранний срок его свершения $T_{101} = 0$. Заметим, что здесь оперируем только ранними сроками свершения событий. Значения поздних сроков не используются, поэтому особых пометок типа $T_i^{(p)}$, $T_i^{(n)}$ не вводим; обозначение T_n означает ранний срок свершения n -го события.

Для события 102 ранний срок его свершения:

$$T_{102} = T_{101} + D_{101-102} = 0 + 8 = 8;$$

$$T_{103} = T_{101} + D_{101-103} = 0 + 10 = 10;$$

$$T_{104} = \max(10 + 12, 8 + 12) = 22;$$

$$T_{105} = \max(10 + 8, 8 + 12) = 20;$$

$$T_{106} = \max(22 + 12, 20 + 12) = 35 \text{ ед. времени.}$$

Таким образом, все события U имеют сроки свершения. При этом

$$T_{106} = T_n = T_{\text{кр}} = 35 \quad i = 1, 2, \dots, 6;$$

$$T^D = T_n = 35.$$

Если положить $t_{ij} = d_{ij}$, то

$$T = \max(0 + 4 + 7 + 9, 0 + 6 + 5 + 8, 0 + 4 + 8 + 8, 0 + 6 + 9 + 9) = 24.$$

Заданный срок на выполнение всех работ проекта

$$T_3 = 24, \quad 24 \leq T_3 \leq 35.$$

Задача разрешима для заданных условий $(d - D)$ и T_3 . Может быть случай, когда $T_3 < T^d$. В этой ситуации следует пересмотреть технологию производства работ и режимов d_{ij}

или изменить топологию модели другим порядком и последовательностью реализации проекта.

Итерация 1. Начальному событию U_{101} присваиваем пометку $(0, \infty)$. Просматриваем работы, имеющие связи (инцидентные) с 101-м событием. Это работы $q_{101-102}$, $q_{101-103}$. Для работы $q_{101-102}$ определяем

$$a_{101-102}^1 = T_{101} + D_{101} - T_{102} = 0 + 8 - 8 = 0$$

$$f_{101-102} = 0 < C_{101-102} = 3.$$

Требования алгоритма соблюдаются и событие 102 получает код (101,3), так как его вторая часть

$$Q_j = \min(\infty, 3 - 0) = 3.$$

Событие 103 получит код (101,2), так как

$$a_{101-103} = T_{101} + D_{101-103} - T_{103} = 0 + 10 - 10 = 0,$$

$$Q_j = \min(\infty, 2 - 0) = 2,$$

$$f_{101-103} = 0 < C_{101-103} = 2.$$

Событие 102 инцидентно (связано) с событиями 104, 105 работами $q_{102-104}$, $q_{102-105}$. Определяем

$$a'_{102-104} = T_2 + D_{102-104} - T_{104} = 8 + 12 - 22 = -2$$

$$a''_{102-104} \neq 0.$$

Пометить событие 104 со стороны 102 нельзя. Рассмотрим работу 102–105 и определим

$$a_{102-105} = T_{102} + d_{102-105} - T_{105} = 8 + 12 - 20 = 0,$$

$$f_{102-105} = 0 < C_{102-105} = 3.$$

Условия соблюдаются. Событие 105 получает пометку (102,3), в которой вторая часть

$$Q_j = \min(3, 3 - 0) = 3.$$

Рассмотрим все работы, связанные с событием 103.

Определим

$$a_{103-104} = T_{103} + D_{103-104} - T_{104} = 10 + 12 - 22 = 0,$$

$$f_{103-104} < C_{103-104}.$$

Требования выполняются, и событие получает пометку (103,2),

$$Q_j = \min(2, 4 - 0) = 2.$$

Нетрудно заметить, что событие 104 не получило пометку со стороны события 102, но со

стороны 103-го события алгоритм «сработал». В результате применения процедуры пометок остается без кода событие 106. Его можно пометить со стороны как 104-го, так и 106-го события. Определяем

$$a_{104-106} = T_{104} + d_{104-106} - T_{106} = 22 + 13 - 35 = 0$$

$$f_{104-106} = 0 < C_{104-106}.$$

Событие 106 получит пометку (104,2),

$$Q_j = \min(2, 4 - 0) = 2.$$

Справедливо отметить, что

$$a'_{105-106} = 20 + 12 - 35 = -3,$$

т. е. со стороны 105-го события конечное событие U_{106} не может получить пометки.

Все события получили пометку. Это означает, что в сетевой модели необходимо изменить поток на величину (порцию) второй части кода, которая равна $Q_j = 2$ в направлении первой части кода 104. Фактически получился прорыв потока в сети по пути (101–103), (103–104), (104–106). Это критический путь, его еще называют аугментальным путем [11]. По названным работам изменяем поток, увеличивая его на две единицы, т. е.

$$f_{104-106} = 0 + 2 = 2;$$

$$f_{103-104} = 0 + 2 = 2;$$

$$f_{101-103} = 0 + 2 = 2.$$

На итерации 1 вдоль этого пути отмечен изменившийся поток в квадратной рамке. На этом же рисунке начинаем второй просмотр сетевой модели и новую пометку событий. Так, событие 101 снова имеет безусловный код $(0, \infty)$.

Определяем

$$a'_{101-102} = 0 + 8 - 8 = 0,$$

$$f_{101-102} < C_{101-102}.$$

Событие 102 получает пометку (101,3)

$$a''_{101-103} = 0 + 10 - 10 = 0,$$

однако $f_{101-103} = C_{101-103}$ – второе условие алгоритма не выполняется. Событие 103 кода не получает. Дальнейший просмотр позволяет определить

$$a'_{102-105} = 8 + 12 - 20 = 0,$$

$$f_{102-105} < C_{102-105},$$

событие 105 получает код (102,3). Просмотр прямых и обратных связей не приводит к дальнейшему кодированию. Таким образом, события 102, 104, 106 не получили пометок, а 101, 102, 105 – получили. Прорыва нет.

Два множества событий (имеющих пометку и не имеющих) порождают четыре возможные комбинации работ, а именно: (i^*, j^*) , (i^*, j^-) , (i^-, j^*) , (i^-, j^-) . Нас интересуют те работы, которые имеют только одно незакодированное событие. Это работы (i^*, j^-) – (101–103), (102–104), (105–106), а (i^-, j^-) – (103–105). Для них определяем a'_{ij} и a''_{ij} :

$$a'_{101-103} = 0 + 10 - 10 = 0;$$

$$a''_{102-104} = 8 + 12 - 22 = -2;$$

$$a'_{105-106} = 22 + 13 - 35 = 0;$$

$$a''_{101-103} = 0 + 6 - 10 = -4;$$

$$a''_{102-104} = 8 + 7 - 22 = -7;$$

$$a_{105-106} = 22 + 9 - 35 = -4;$$

$$\Delta_1 = \min(-a', -a'') = \min(2, 4) = 2;$$

$$a'_{103-105} = 10 + 8 - 20 = -2;$$

$$a''_{103-105} = 10 + 5 - 20 = -5;$$

$$\Delta_2 = \min(+a', +a''), \quad \Delta_2 = 0;$$

$$T_1 = \min(\Delta_1, \Delta_2) = \min(2) = 2, \quad \Delta T_1 = 2.$$

Это минимальная величина сокращения критического пути, которая приводит в диалектическое единство узловые числа T_i и дуговые потоки f_{ij} , т. е. в результате определения T приводятся переменные прямой и двойственной задач в соответствие, и при этом появляется возможность дальнейшего сокращения T_n до величины T_3 , т. е. $T_{106} < T_3$. Для событий, не получивших пометок, изменяются сроки их свершения на величину $\Delta T_1 = 2$. Это события:

$$T_{103} = 10 - 2 = 8;$$

$$T_{104} = 22 - 2 = 20;$$

$$T_{106} = 35 - 2 = 33 > T_3.$$

Внесенные изменения на величины f_{ij} и T_i отражаются в следующих итерациях (8, 9); результат приведен на рис. 2, 3.

Выводы

На основе анализа исследований и моделирования восстановления сложных объектов транспортного средства установлено, что отсутствие вариантного обоснования и соответствия ОТР, недооценка вероятностей потенциальных результатов, игнорирование необходимости учета новых сложных факторов в условиях отсутствия достаточной релевантной информации приводят к необъективному обоснованию определения продолжительности восстановления. Объективности можно добиться математическими методами или путем статистического анализа накопленного опыта, который отсутствует в сложных проектах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Авдеев Ю. А. Выработка и анализ плановых решений в сложных проектах (опыт разработки АСУ в строительстве). – М.: Экономика, 1971. – 96 с.
2. Голенко Д. И. Статистические модели в управлении производством / Под. ред. Н. П. Бусленко. – М.: Статистика, 1973. – 400 с.
3. Гусаков А. А. Системотехника в строительстве / Предисловие Г. С. Поспелова. – М.: Стройиздат, 1993. – 440 с.
4. Исследование операций: В 2; Перев. с англ. / Под ред. Дж. Маудера, С. Э. Амаграби. – М.: Мир, 1981. – Т. 1. Методологические основы и математические методы. – 712 с.; Т. 2. – Модели и применение. – 677 с.
5. Йенсен П. Потокное программирование: Пер. с англ. / П. Йенсен, Д. Барнес – М.: Радио и связь, 1984. – 392 с.
6. Оре О. Теория графов. – 2-е изд. – М.: Наука, 1980. – 336 с.
7. Павлов И. Д. Модели управления проектами: Учеб. пособие. – Запорожье.: ЗГИА, 1999. – 316 с.
8. СНиП. Нормы продолжительности строительства и задела в строительстве предприятий, зданий и сооружений. СНиП 1.04.03 – 85. – М.: Стройиздат, 1987. – 552 с.
9. Таха Х. Введение в исследования операций: В 2 кн. – М.: Мир, 1985. Кн. 1. – 471 с.; Кн. 2. – 496 с.
10. Филлипс Д. Методы анализа сетей: Пер. с англ. / Д. Филлипс, А. Гарсия-Диас – М.: Мир, 1984. – 496 с.
11. Форд Л. Р. Потоки в сетях: Пер. с англ. И. А. Вайнштейна / Л. Р. Форд, Д. Фалкерсон – М.: Мир, 1966. – 276 с.

Поступила в редколлегию 01.06.04.

АНАЛІЗ ВПЛИВУ НОВИХ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ НА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ОБРОБКИ ПІЛОННОЇ СТАНЦІЇ

У статті наведено чисельний аналіз впливу нових конструктивних рішень у конструкціях пілонних станцій. Виявлено, що введення яких-небудь нових елементів у конструкцію підземної споруди потребує ґрунтового аналізу, оскільки зміна напружено-деформованого стану в таких випадках не завжди змінюється в кращу сторону.

В статье приведен численный анализ влияния новых конструктивных решений в конструкциях пилонажных станций. Определено, что ввод каких-либо новых элементов в конструкцию подземного сооружения требует обстоятельного анализа, так как изменение напряженно-деформированного состояния в таких случаях не всегда изменяется в лучшую сторону.

The article features a numerical analysis of influence of new design decisions in constructions of pylon stations. It has been concluded that introduction of any new elements in the construction of an underground structure requires a detailed analysis, because the tensed-and-deformed state of the structure in such cases does not always change for the better.

Використання трисклепінчастих станцій пілонного типу при будівництві метрополітенів глибокого закладення дуже поширене у великих містах України. Завдяки простоті спорудження та надійності експлуатації вони є достатньо розповсюдженим типом станцій у вітчизняній та зарубіжній практиці підземного будівництва уже десятки років. У той же час це найменш досліджений вид будівельних конструкцій, що пов'язано з недостатнім науковим обґрунтуванням розрахунку такого типу станцій з урахуванням специфічних взаємодій обробки та масиву [1; 2].

Існуючі на даний час методики проектування, розрахунку та оптимізації конструктивних елементів трисклепінчастих станцій пілонного або колонного типу базуються на побудові плоских розрахункових схем конструкції та інтерпретації оточуючого масиву з деякими припущеннями, які спрощують його реальну поведінку. Даний підхід не дозволяє правильно визначити напружено-деформований стан цієї складної конструкції, оскільки відкидається такий важливий фактор, як просторовість роботи та перекручується реальна взаємодія між обробкою станції та оточуючим масивом [3; 4]. У результаті конструкції пілонних станцій вважаються нераціональними та неекономічними. Авторами пропонується застосування просторової розрахункової схеми, яка дозво-

ляє реалізувати ряд нових пропозицій, а саме можливість зміни жорсткостей конструкції близько до реальної конструкції, проведення розрахунків з видами масиву, який має складні нелінійні властивості, урахування неоднорідності як масиву, так і навантаження на конструкцію, анізотропію. Найважливішу роль у аналізі напружено-деформованого стану системи «кріплення-масив» відіграє дослідження механізму роботи, існування та взаємодії двох частин цієї системи. Причому з'ясування механізму роботи – фундаментальне знання, яке дозволить проводити такі види досліджень, як чисельний аналіз, імітаційне моделювання, побудова моделі за допомогою його первісних фундаментальних властивостей тощо.

Розрахунок трисклепінчастих станцій метрополітену глибокого закладення пілонного типу являє собою складний процес, який включає аналіз циліндричних оболонок, які послаблені отворами, та системи перемичок й пілонів (колон) за умови невизначеності величини навантажень та взаємодії конструкції з оточуючим масивом. Існуючі методи досліджень та розрахунку на міцність конструкцій трисклепінчастих станцій передбачають розділення суцільної конструкції на ряд елементів, які розраховуються за допомогою аналітичних методів будівельної механіки [5; 6].

Такий підхід призводить до неврахування найважливішого фактора, від якого залежить

напружено-деформований стан конструкції, – просторовості її роботи [4]. Неврахування просторового фактора та уведення припущень про використання плоских розрахункових схем – головні причини отримання неадекватного уявлення про роботу споруди, наслідками якого є або створення невиправданих запасів міцності, або існування недопустимих напружень та деформацій [7; 8].

Важливим питанням розрахунку напружено-деформованого стану конструкції станції залишається питання про вплив нових конструктивних рішень, які пропонуються проектувальниками підземних споруд. На даний термін важливими конструктивними рішеннями у пілонних станціях є:

- 1) створення монолітної балки над прорізом станції на всю її довжину;
- 2) заміна ґрунтового пілону залізобетонним.

Ряд авторів відмічає зручність та ефективність застосування методи скінченних елементів (МСЕ) в розрахунках станцій пілонного і колонного типів [7–9]; деякі дослідники виділяють просторовість роботи конструкції як важливий фактор, що впливає на аналіз конструкції [4; 7; 8]. Застосування МСЕ також обґрунтовано його реалізацією на ПЕОМ. Таке впровадження методу дозволяє формувати умови навантаження різноманітного ступеня складності, у тому числі й нерівномірні, граничні умови; розглядати конструкції нерегулярної геометричної структури. Також за допомогою МСЕ можливо відображати суттєві властивості реальних об'єктів у наочному та зручному вигляді. Враховуючи вищесказане, МСЕ був обраний як метод дослідження в цій роботі. Аналіз впливу нових конструктивних рішень проводився на базі пакета прикладних програм професійного рівня Structure CAD for Windows, version 7.29 R.3 (SCAD), яка дозволяє змодельовати конструкцію, надати їй необхідну жорсткість, задати конструкції навантаження і зробити розрахунок. Правильність та адекватність моделювання МСЕ даної конструкції забезпечується коректним використанням МСЕ з дотриманням вимог деяких рекомендацій, пов'язаних зі специфікою методу.

Для моделювання конструкції станції спочатку необхідно змодельовати окремі елементи конструкції, наприклад, частини бокового і середнього тунелів для пілонної станції, чи частини бокового і середнього склепіння та колон для колонної станції. Після того як

окремі елементи конструкції готові і їм задана їхня жорсткість, можна приступати до збирання всієї конструкції (режим збирання у комплексі SCAD). Навколо конструкції станції моделюють також шар ґрунту і задають йому його жорсткість. Продуктом розрахунку цієї програми є графічне зображення в ізолініях напружень та переміщень конструкції.

Проаналізуємо вищезазначені випадки нових конструктивних рішень.

1. Монолітна балка над проїмом на всю довжину станції

Дані розрахунку: станція із збірного залізобетону В40 з модулем пружності 390 МПа та коефіцієнтом Пуассона рівним 0,2. Змодельований ґрунт навколо станції – суглинок твердий, з модулем пружності 35 МПа та коефіцієнтом Пуассона рівним 0,3. Загальна кількість скінченних елементів складала 5301 штуку. На рис. 1. наведено модель пілонної станції із залізобетонною балкою. Як видно, модель просторова, що дозволяє реалізовувати більш адекватні реальним параметрам системи взаємодії у системі «станція-ґрунт». На рисунку чітко видно балку, яку відтворено в моделі, її характеристики узяті із реального випадку уведення такого нового конструктивного рішення на об'єктах Київського метрополітену.

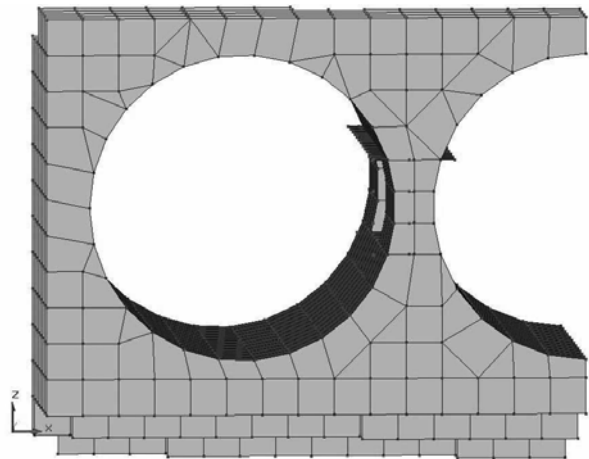


Рис. 1. Модель пілонної станції з залізобетонною балкою на всю довжину в презентаційній графіці програми SCAD

На рис. 2–4 наведені результати розрахунку наведеної моделі. Для порівняння на рис. 5–7 наведені ідентичні параметри в моделі станції, яка не має залізобетонної балки (стандартна конструкція пілонної станції).

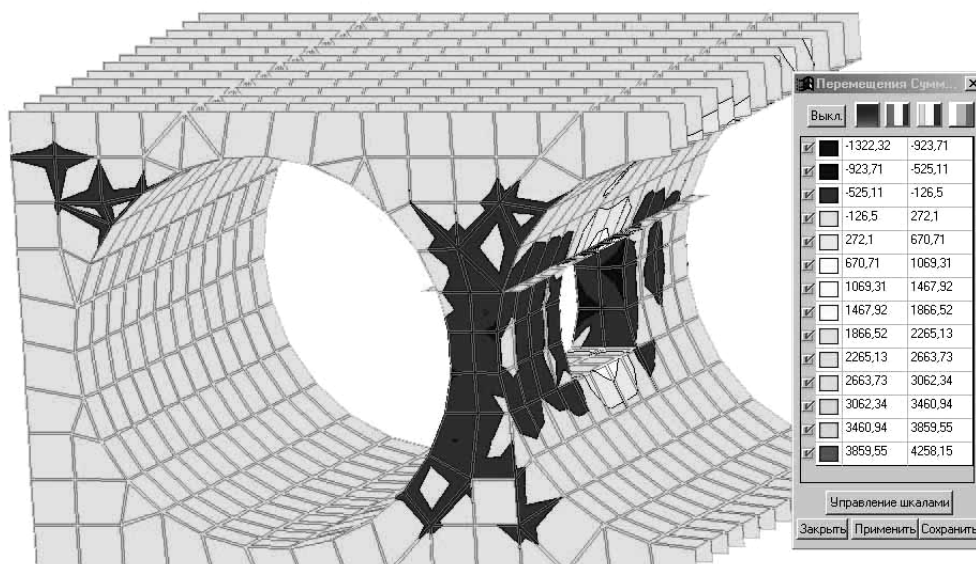


Рис. 2. Ізолінії та ізополю головних напружень σ_1 у моделі станції з залізобетонною балкою

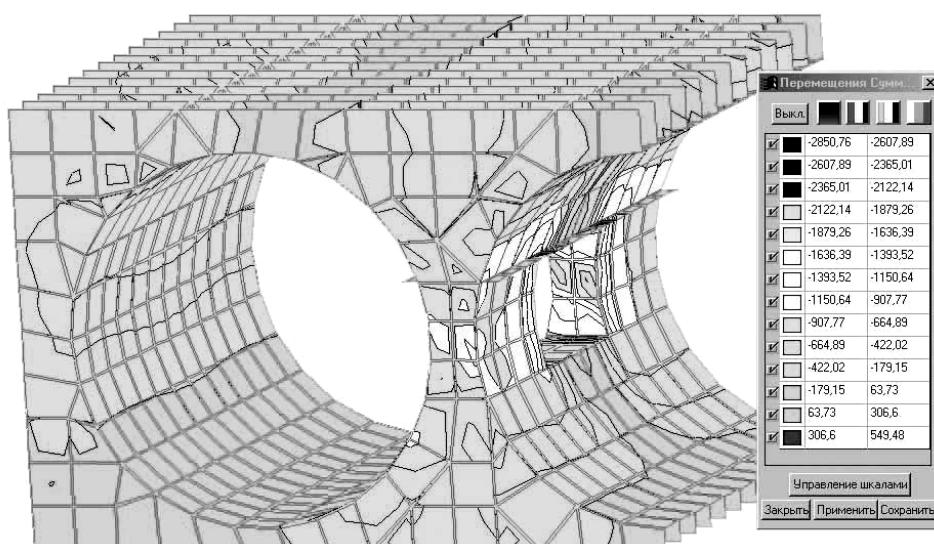


Рис. 3. Ізолінії та ізополю головних напружень σ_3 у моделі станції з залізобетонною балкою

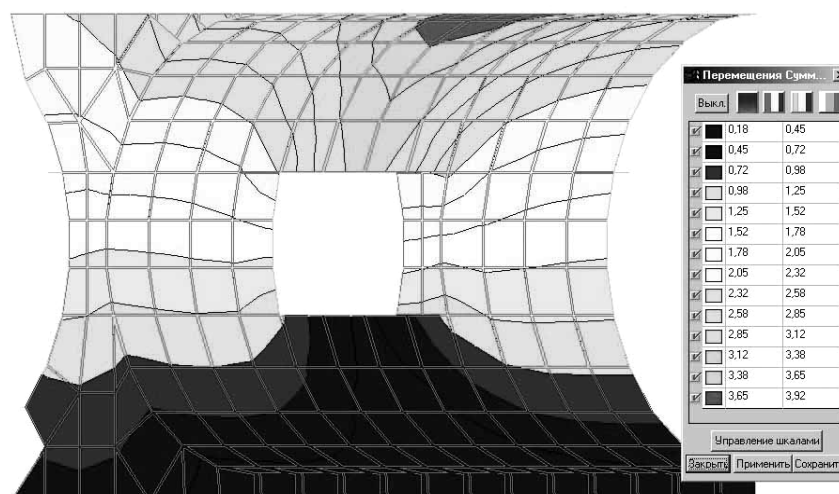


Рис. 4. Ізолінії та ізополю сумарних переміщень у моделі станції з залізобетонною балкою

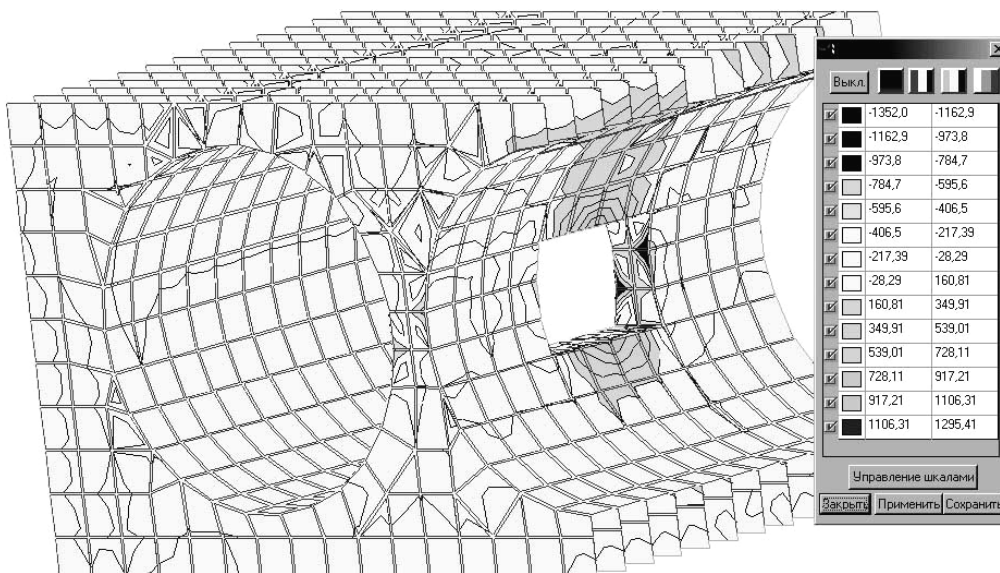


Рис. 5. Ізолінії та ізополю головних напружень σ_1 у моделі станції без залізобетонної балки

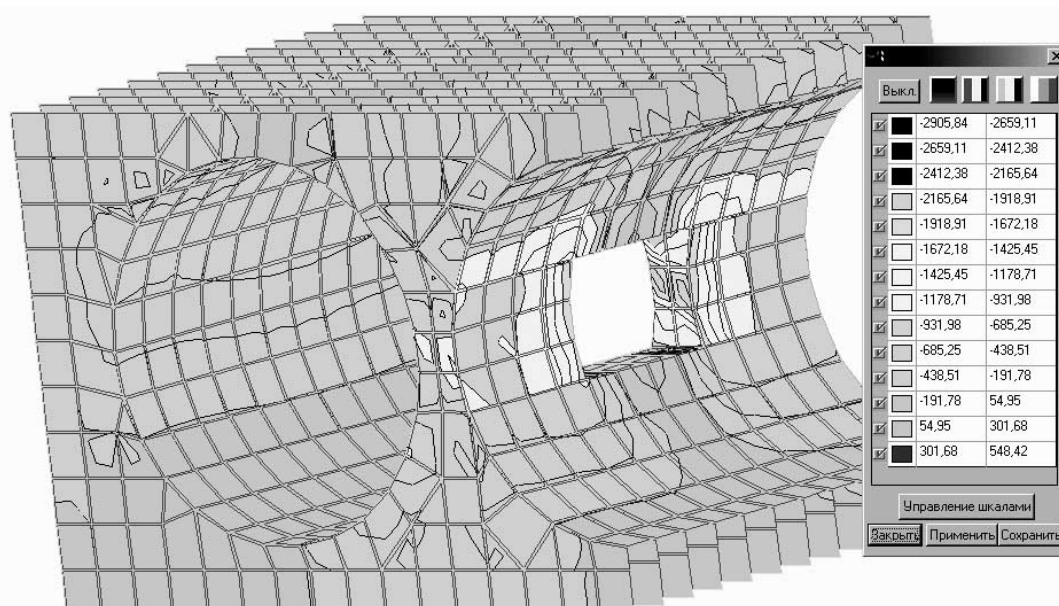


Рис. 6. Ізолінії та ізополю головних напружень σ_3 у моделі станції без залізобетонної балки

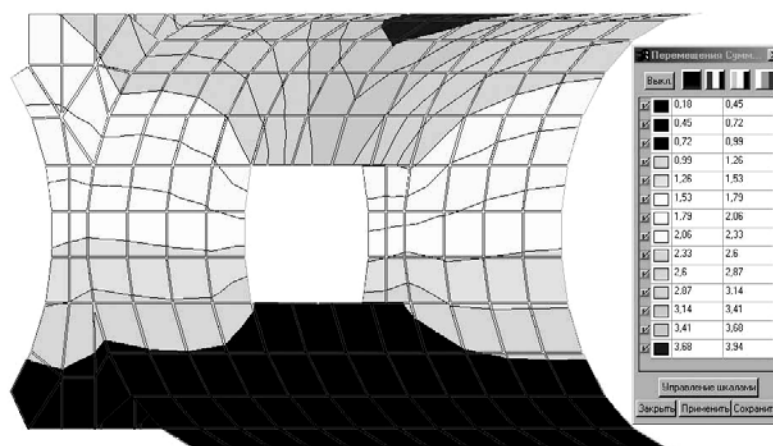


Рис. 7. Ізолінії та ізополю сумарних переміщень у моделі станції без залізобетонної балки

Розглянувши сумарні переміщення рам пілонів звичайної пілонної станції та пілонної станції з залізобетонною балкою на всю довжину, можна зробити висновок, що переміщення в нижній частині пілона з балкою трохи більші, ніж у пілона звичайної станції, і складають 0,32–0,55 мм проти 0,31–0,54 мм. Переміщення у верхній частині пілона з залізобетонною балкою зменшились з 3,05 до 2,8 мм. Це свідчить про те, що впровадження такого нового конструктивного рішення, як залізобетонна балка на всю довжину станції, не зовсім адекватно у ракурсі зміни деформованого стану станції у кращу сторону. Звісно, зменшення переміщень на 8,2 % при впровадженні такого рішення не може доводити його ефективність, оскільки зрозуміло, що балка повинна зменшувати сумарні переміщення, але таке зменшення несуттєве. У той же час, розробка нової технології, яка не апробована науково і подальше її впровадження, а також створення таких конструкцій веде до збільшення матеріальних витрат як на інтелектуальну роботу, так і на засоби виробництва, що може вважатися також неефективним.

Розглянувши напруження σ_1 (головне напруження по лінії дії координатної осі X), в цих же рамах пілонів ми бачимо, що в рамі пілона з залізобетонною балкою вони менші, ніж у звичайному пілоні, і складають 217,39 т/м² (2173,9 кН/м²) проти 272,1 т/м² (2721 кН/м²). Напруження σ_3 (головне напруження по лінії дії координатної осі Z) в цих пілонах приблизно однакові – 685,25 т/м² (6852,5 кН/м²). Як видно, зменшення напружень у рамі пілона значне (близько 20 %), але ситуація в деформативному стані не може вважатися більш оптимальною, тому таке зменшення не дає змоги зробити висновок про ефективність нового конструктивного рішення.

Проаналізуємо переміщення і напруження бокових тунелів цих станцій. Переміщення та напруження по σ_3 в них приблизно однакові 0,26–0,46 мм і 234,48 т/м² (2344,8 кН/м²) відповідно, а напруження по σ_1 у станції з залізобетонною балкою менші, ніж у звичайної станції 84,51 т/м² (845,1 кН/м²) проти 93,16 т/м² (931,6 кН/м²). Цей факт лише підтверджує вищенаведений висновок про невисоку ефективність наданого рішення. Переміщення та напруження по σ_3 середнього тунелю в цих станціях абсолютно однакові 2,33–2,6 мм та 438,51 т/м², а напруження по σ_1 у станції з залізобетонною балкою значно менші і складають 272,1 т/м² (2721 кН/м²) проти 406,5 т/м² (4065 кН/м²).

У цілому напружено-деформований стан обробок цих станцій практично однаковий, але

все ж деякі переваги на стороні нового конструктивного рішення, а саме – розроблена технологія впровадження цього конструктивного рішення і перевірка його нормальної роботи, що можна пояснити неврахуванням деяких факторів при аналізі цієї конструкції. Звісно, виконати розрахунок такої складної конструкції з урахуванням усіх реальних факторів практично неможливо, причому вплив деяких з них, наприклад, застосування спеціальних будівельних технологій є найважливішим при аналізі напружено-деформованого стану, але його врахування є дуже складним.

2. Заміна ґрунтового пілону залізобетонним (досвід Київського метрополітену [10])

Для відтворення цього конструктивного рішення було змінено існуючу жорсткість ґрунтового пілона на підвищену жорсткість, яка відповідає залізобетону.

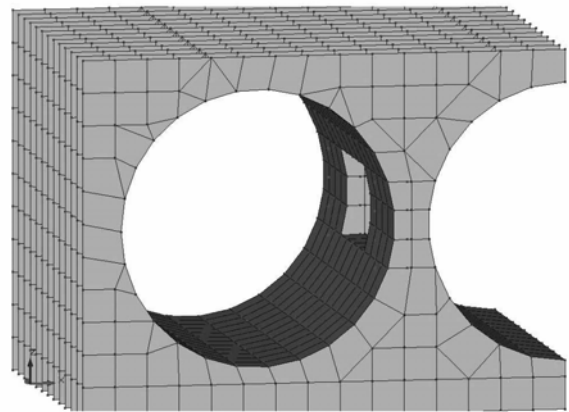


Рис. 8. Пілонна станція з залізобетонним пілоном в презентаційній графіці програми SCAD

На рис. 9–11 наведені результати розрахунку моделі із залізобетонним пілоном. Для порівняння також застосовувалися рис. 5–7, у яких наведені ідентичні параметри в моделі станції, яка не має залізобетонного пілону (стандартна конструкція пілонної станції).

Аналіз ізополів та ізоліній сумарних переміщень рами залізобетонного пілона у верхній частині прорізу довів, що вони менші – 2,86 проти 2,82 мм, а в нижній частині – трохи більші, ніж у звичайному пілоні, і складають 0,34 проти 0,31 мм. Напруження по σ_1 в нижній і верхній частині прорізу менші у рамі залізобетонного пілона 694,55 (6945,5 кН/м²) та 496,8 т/м² (4968 кН/м²) відповідно, а напруження по σ_3 навпаки більші, ніж у звичайному пілоні, і склали 247,11 (2471,1 кН/м²) проти 191,78 т/м² (1917,8 кН/м²).

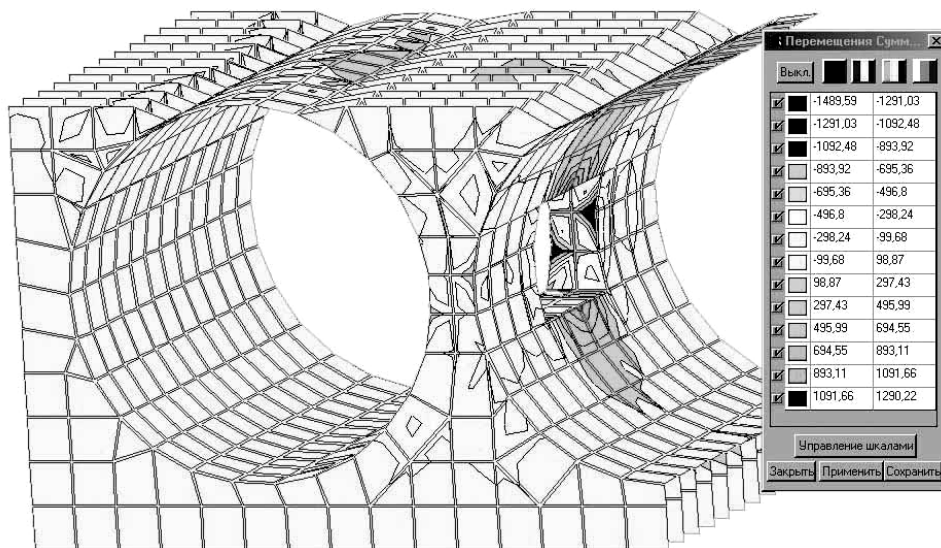


Рис. 9. Ізолінії та ізополя головних напружень σ_1 у моделі станції із залізобетонним пілоном

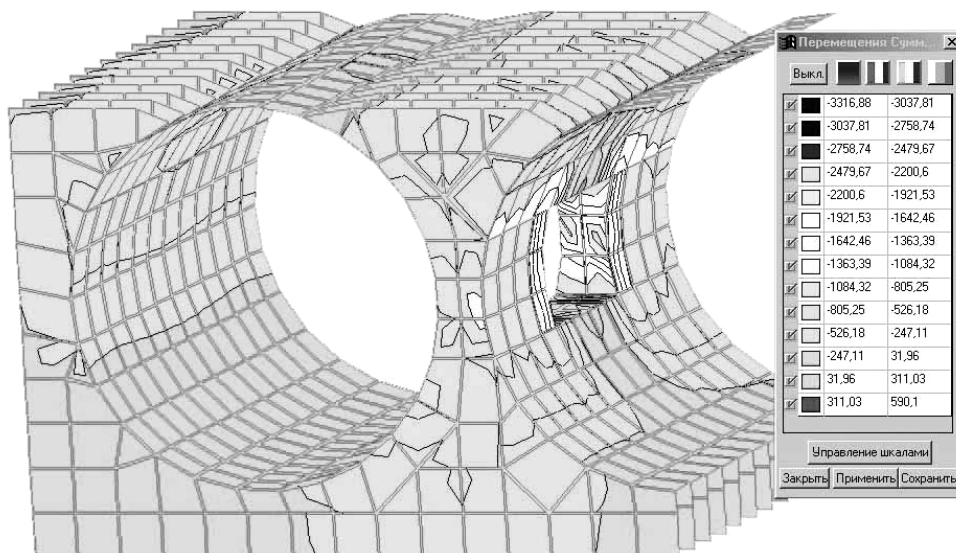


Рис. 10. Ізолінії та ізополя головних напружень σ_3 у моделі станції із залізобетонним пілоном

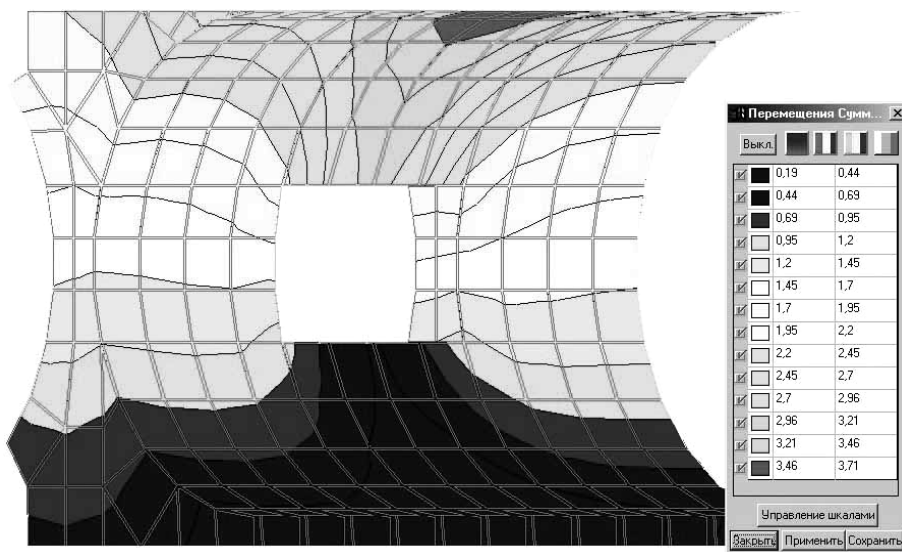


Рис. 11. Ізолінії та ізополя сумарних переміщень у моделі станції із залізобетонним пілоном

Сумарні переміщення в бокових тунелях цих станцій приблизно однакові – 2,45 мм. Напруження по σ_1 та по σ_3 в бокових тунелях станції із залізобетонним пілоном більші, ніж в бокових тунелях станції зі звичайним пілоном 106,73 (1067,3 кН/м²) проти 93,16 т/м² (9316 кН/м²) та 864,19 (8641,9 кН/м²) проти 902,66 т/м² (9026,6 кН/м²) відповідно.

Сумарні переміщення в середніх тунелях в нижній частині прорізу однакові і склали 0,18 мм, а в верхньої частині середнього тунелю станції з залізобетонним пілоном вони менші ніж в середньому тунелі звичайної станції і складають 3,14 проти 3,41 мм. Напруження по σ_1 в верхній частині середнього тунелю станції з залізобетонним пілоном менші, ніж у звичайній стандартній станції – 694,55 (6945,5 кН/м²) проти 728,11 т/м² (7281,1 кН/м²), а напруження по σ_3 в нижній та верхній частинах середнього тунелю із залізобетонним пілоном навпаки більші і склали 931,98 (9319,8 кН/м²) проти 805,25 т/м² (8052,5 кН/м²).

Наведений аналіз наданого випадку свідчить про те, що введення залізобетонного пілону погіршило ситуацію у напружено-деформованому стані, оскільки і напруження, і сумарні переміщення дещо збільшилися на відміну від звичайної станції. Цей факт також доводить, що перед впровадженням нової технології або нового конструктивного рішення слід виконати ґрунтовний аналіз наслідків його впровадження. Результати наведеної роботи довели, що проаналізовані конструктивні рішення не зовсім ефективні в плані зміни напружено-деформованого стану конструкції станції метрополітену пілонного типу.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Безпалый В. И. Сборный железобетон в подземном строительстве / В. И. Безпалый, И. Я. Бялер, Н. Г. Карсницкий и др. – К.: Госстройиздат, 1961. – 248 с.

2. Петренко В. И. Строительство подземных сооружений метрополитена на Украине в сложных геотехнических и гидрогеологических условиях / Труды международной конференции «Подземный город: геотехнология и архитектура». Россия, Санкт-Петербург, 8–10 сентября 1998 г. – С.-Петербург: Тема, 1998. – С. 308–309.
3. Чурадзе Т. Численный анализ пространственного напряженного состояния эскалаторного тоннеля // Метро. – 1996. – № 3. – С. 37–38.
4. Тюткин А. Л. Анализ пространственной и плоских расчетных схем станции пилоного типа метрополитена глубокого заложения // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Наукові праці КДПУ. – Кременчук: КДПУ, 2001. – Вип. 2 (11). – С. 337–340.
5. Лиманов Ю. А. Метрополитены. Изд. второе, исправленное и дополненное. – М.: Транспорт, 1971. – 359 с.
6. Волков В. П. Тоннели и метрополитены / В. П. Волков, С. Н. Наумов, А. Н. Пирожкова, В. Г. Храпов; Под ред. В. П. Волкова. – М.: Транспорт, 1975. – 618 с.
7. Демешко Е. А. Современные методы прочностных расчетов в метро- и тоннелестроении / Е. А. Демешко, С. Б. Косицын, В. К. Сергеев и др. // Подземное строительство России на рубеже XXI века: Сб. тр. науч.-техн. конф. – М.: ТАР, 2000. – С. 200–207.
8. Дмитриев М. Г. Некоторые вопросы пространственного расчета станций метрополитена глубокого заложения / Сб. тр. Всесоюз. научн.-исслед. ин-та трансп. строит. 1968. – Вып. 25. – С. 6–14.
9. Гульбе В. И. Пространственный расчет несущей конструкции эскалаторного зала проектируемого второго выхода станции метро «Маяковская» / В. И. Гульбе, С. Б. Косицын, Д. Б. Долотказин // Метро. – 1994. – № 5, 6. – С. 31–32.
10. Жуков И. Ф. Совершенствование конструкций пилонов станций метрополитена / И. Ф. Жуков, М. П. Кошелев, В. А. Лысяк // Транспортное строительство. – 1964. – № 11. – С. 53–55.

Надійшла до редколегії 14.04.04.

К. И. СОЛДАТОВ, Г. С. ЖЕЛЕЗНЯК (ДПТ),
К. В. ГУРЖИЙ, («Сервисстрой», Ростов-на-Дону)

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ НЕРЕГУЛЯРНИХ ПО ДОВЖИНАХ ПРОГОНІВ МОСТОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Стаття присвячена питанню можливості заміни складних нерозрізних нерегулярних мостових конструкцій регулярними аналогами з мінімальними похибками при визначенні власних частот. Аналіз виконаний для реальної п'ятипрогінної мостової конструкції за схемою 66+126+147+115+76 м.

Статья посвящена вопросу возможности замены сложных неразрезных нерегулярных мостовых конструкций регулярными аналогами с минимальными погрешностями при определении собственных частот. Анализ выполнен на реальной пятипролетной мостовой конструкции по схеме 66+126+147+115+76 м.

The article is devoted to the possibility of replacement of complex inseparable irregular bridge structures by their regular counterparts, with minimal errors in definition of the own frequencies. The analysis has been performed on a real five-span bridge structure, designed under a 66+126+147+115+76 – meter scheme.

Розглянуті в [1; 2] критерії нерегулярності переконливо свідчать, що нерегулярність по жорсткості і вагових параметрах впливає на вимір власних частот нерозрізних балок на жорстких і пружних опорах значно менше, ніж нерегулярність по довжинах прогонів.

У [3] реально оцінена жорсткість опор мостів. При ретельному аналізі видно, що численні складові жорсткості опори в підсумку приводять до якогось конкретного значення жорсткості опор, істотно ускладнюючи розрахунки, оскільки замість нерозрізної балки на жорстких опорах ми повинні розглядати нерозрізну балку на податливих опорах. З погляду трудомісткості розрахунку, дані дві розрахункові моделі можна вважати непорівнянними, що підтверджується численними роботами відомих авторів [4–10] та ін.

Предметом дослідження даної публікації є вивчення поведінки реальної конструкції, описаної у [3] (мостовий перехід через р. Дон у м. Аксай).

Дослідження потребувало застосування швидкодіючих ПЕОМ і спеціальних програм (Мінтрансбуд, Гіпротрансмист м. Москва), що зареєстровані в каталозі типових програм (в основному використані дві програми: «Статичний і динамічний розрахунок плоских стержневих схем мостів на дію навантаження (власні коливання)» і «Рішення канонічних рівнянь по програмі А. Б. Смерянського»).

Задача даного дослідження полягала в аналізі зміни власних частот реальної мостової конструкції при зміні жорсткості опор і довжин прогінних будов (всі характеристики жо-

рсткості прогінних будов при цьому у всіх випадках залишалися незмінними, що дозволяло об'єктивно оцінити похибки тієї або іншої розрахункової моделі).

У табл. 1. наведено схему реальної прогінної будови, що має сильну нерегулярність по довжинах прогонів і ряд схем, отриманих з основної шляхом різних перетворень для спрощення розрахунків, але у всіх таких випадках, що приводять до регулярної системи.

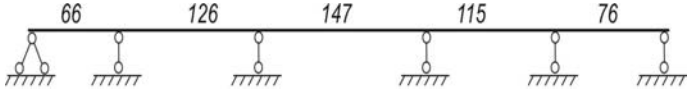
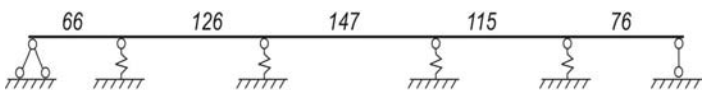
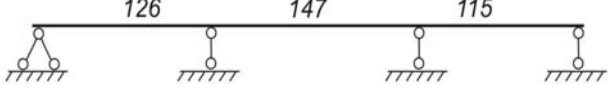
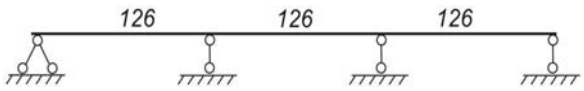
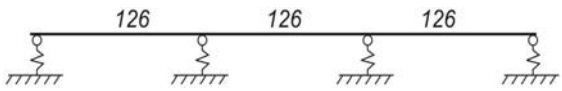
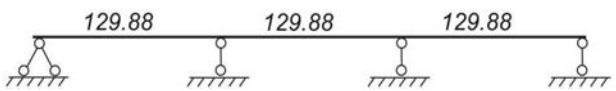
У табл. 2 розглянуто типову прогінну будову також із сильною нерегулярністю, що за аналогією з попереднім приводиться до регулярної схеми.

В усіх випадках розрахунку кількість частот і форм коливань приймалася рівною кількості прогонів нерозрізної системи (основний тон).

За результатами розрахунків виявлено ряд важливих особливостей, що дозволяють обґрунтовано спрощувати розрахункові схеми, спрощуючи тим самим саму процедуру розрахунку і значно скорочуючи машинний час.

Насамперед слід зазначити, що заміна абсолютно жорстких опор у схемі 1 (табл. 1) на опори реальної гнучкості приводить при розрахунках до зміни першої власної частоти на 8,6 %, у той час як на інші чотири частоти основного тону, така заміна практично не впливає. Цей висновок досить важливий, оскільки переконливо свідчить про те, що при розрахунку реальної конструкції, при визначенні першої власної частоти, необхідно в розрахунок вводити реальну жорсткість проміжних опор, а не приймати їх абсолютно жорсткими.

Таблиця 1

№ схеми	Схема розглянутої прогінної будови і її характеристика	Періоди і частоти	
		с	Гц
1	Запроектована реальна мостова конструкція з існуючою розбивкою на прогони на жорстких опорах 	2,03389	0,492
		1,17813	0,849
		0,98823	1,012
		0,55458	1,802
		0,50568	1,977
2	Запроектована реальна мостова конструкція з існуючою розбивкою на прогони на гнучких опорах 	1,86074	0,537
		1,16817	0,856
		0,96984	1,031
		0,55357	1,806
		0,50111	1,996
3	У реальній конструкції відкинуті крайні прогони, опори жорсткі 	2,04854	0,488
		1,38148	0,724
		1,075526	0,930
4	Прогони прийняті однаковими по довжині першої прогінної будови реальної конструкції, опори жорсткі 	1,85619	0,537
		1,44245	0,693
		0,99196	1,008
5	Прогони прийняті однаковими по довжині першої прогінної будови реальної конструкції, опори гнучкі 	1,85458	0,601
		1,44761	0,690
		0,99190	1,008
6	У схемі 3 прогони прийняті рівними середньому квадратичному довжин прогонів, опори жорсткі 	2,06	0,485
		1,52	0,658
		1,08	0,926

Явно простежується й інший важливий висновок – більшу зміну частоти зазначена заміна викликає у частотах несиметричних форм (відповідно 8,5, 1,86 і 0,83 %), у той час як для двох симетричних форм, зазначені зміни складають відповідно 0,85 і 0,26 %.

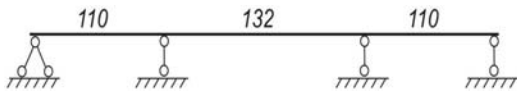
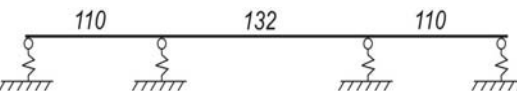
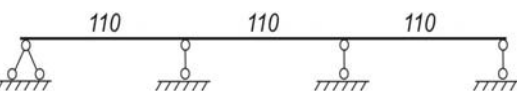
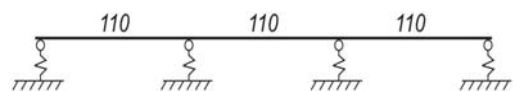
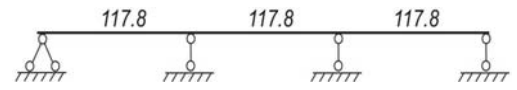
Шляхом відкидання крайніх (більш коротких) прогонів з схеми 1 отримана схема 3. Те, що відкидання крайніх прогонів у багатопрогінних мостах практично не змінює значень частот основного тону показано в роботі [4] на прикладі розрахунку і динамічних випробувань одиннадцятипрогінного арочного віадукта при дослідженні горизонтальних коливань.

Проте похибки для даної трансформованої схеми отримані більш істотні: відповідно для перших трьох частот 0,7, 17,3 і 8,8 %. Хоча й у цьому випадку похибки можна назвати істотною тільки для другої частоти.

Подальше спрощення схеми шляхом усереднення довжин прогонів призводить до похибки для тих же трьох перших частот (у порівнянні зі схемою 1) відповідно 8,8, 22,8 і 0,23 %.

Як у схемі 3, так і схемі 4 максимальну похибку маємо для другої власної частоти. Заміна жорстких опор пружними приводить практично до зміни частот у зазначених схемах.

Таблиця 2

№ схеми	Схема розглянутої прогінної будови і її характеристика	Періоди і частоти	
		с	Гц
7		1,66348	0,601
		1,13377	0,882
		0,90182	1,108
8		1,66361	0,601
		1,13422	0,881
		0,90273	1,108
9		1,41591	0,706
		1,10117	0,908
		0,75611	1,322
10		1,41307	0,707
		1,10233	0,907
		0,75644	1,322
11		1,61	0,662
		1,23	0,813
		0,847	1,180

Ми уже відзначали, що розглянуту нами основну (вихідну) схему 1 ні за якими розглянутим нами параметрами, не можна віднести до системи близької до регулярної, оскільки на підставі досліджень [4] системою близької до регулярної можна вважати таку систему, у якій довжини прогонів відрізняються не більше ніж на 10 %.

Саме з цього приводу нами розглянута інша конструкція – типова прогінна будова за схемою 110×132×110 м, хоча й у даному випадку нерегулярність по довжинах прогонів складає 20 %.

Згідно з даними табл. 2 підтверджується той факт, що заміна жорстких опор опорами реальної гнучкості не приводить до уточнення всіх трьох частот, у той час як для п'ятипрогінної схеми (табл. 1) така заміна призводить до похибок 8,5 % для першої власної частоти.

Вихідна реальна схема може бути трансформована в регулярну трьома способами: прийняти всі прогони рівними довжині крайніх про-

гонів (110 м) або довжині середнього прогону (132 м) і нарешті прийняти якусь середню величину (у даному випадку середнє квадратичне з довжин прогонів реальної системи).

Приймаючи прогони рівними по 110 м, можна відразу очікувати, що максимальна похибка буде для першої власної частоти, що підтверджують і результати розрахунків. Похибка відповідно складає: 14,8, 2,87 і 16,15 %.

У багатьох публікаціях [11; 12] автори робіт вводять поняття середньої квадратичної величини, якою скористаємося і ми, прийнявши довжину усередненого прогону рівною

$$l_{\text{cp}} = \sqrt{\frac{\sum l_i^2}{n}}. \quad (1)$$

Зазначений підхід перевірений на двох прикладах розглянутих вище конструкцій прогінних будов. Попередньо за результатами розрахунків табл. 2, 3 побудований графік зміни частоти (рис. 1) для перших трьох частот.

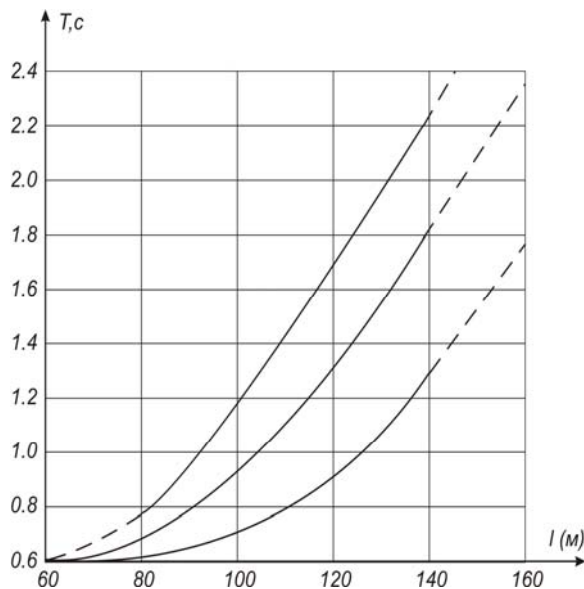


Рис. 1.

Обчислені за формулою (1) приведені довжини регулярних прогонів відповідно дають такі результати:

- для прогінної будови $110 \times 132 \times 110$ м

$$l_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{110^2 + 132^2 + 110^2}{3}} = 117,8 \text{ м};$$

- для прогінної будови $126 \times 147 \times 115$ м

$$l_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{126^2 + 147^2 + 115^2}{3}} = 129,88 \text{ м}.$$

Для перших трьох частот для прогінної будови $3 \times 117,8$ м і прогінної будови $L = 3 \times 129,8$ м результати розрахунку наведені в табл. 2, 3. Як видно, дані схеми-аналоги у всіх випадках дають похибки не більше 10 %, що припустимо.

Таблиця 3

Номери порівнюваних схем	Відсоток розбіжності для власних частот				
	1	2	3	4	5
2 – 1	+8,38	+0,82	+1,85	+0,04	+0,95
2 – 3	–9,12	–15,4	–9,80	–	–
1 – 3	–8,38	–18,4	–0,40	–	–
3 – 4	–10,4	–4,28	–8,98	–	–
2 – 5	–0,37	–19,4	+2,23	–	–
3 – 6	+0,61	+9,11	+0,43	–	–
1 – 6	+1,42	+22,5	+8,49	–	–
8 – 7	0,00	+0,11	–0,01	–	–
8 – 11	–10,15	+8,49	–6,49	–	–
8 – 9	–17,47	–3,06	–19,3	–	–

Примітка. Першою зазначена схема, з якою дається порівняння (тобто більш коректна)

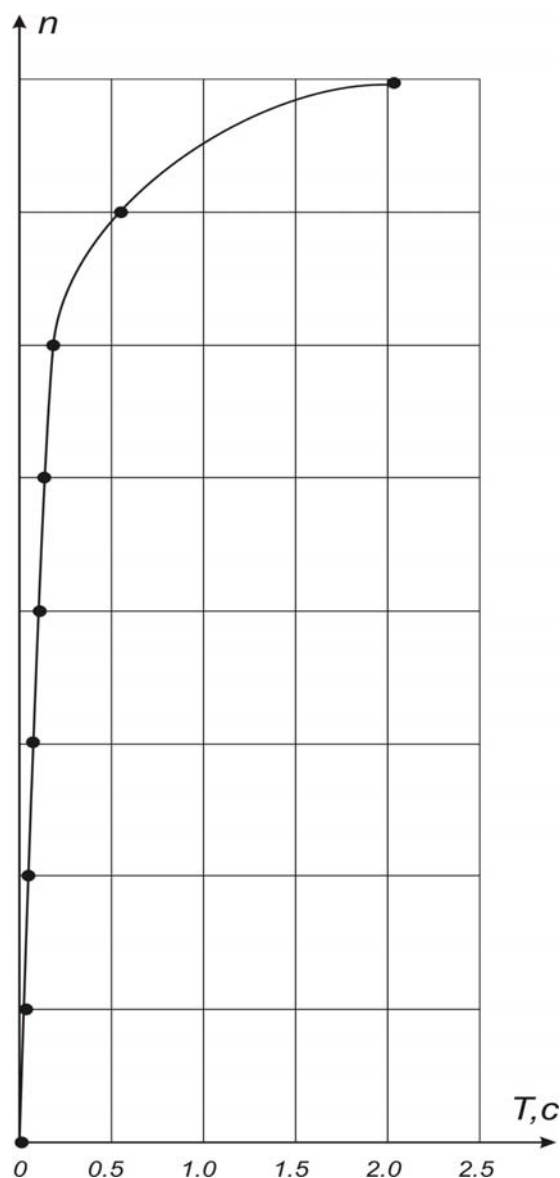
Підводячи підсумок короткому експериментально-теоретичному дослідженню, можна зробити ряд важливих висновків, що будуть більш переконливими, якщо додатково дати зрівняльні результати в табл.3.

Дана таблиця переконливо підтверджує прийнятність більшості розглянутих нами розрахункових схем. Лише в окремих випадках похибки перевищують 10%.

При цьому в основному всі похибки від-

носяться до другої частоти, що слід було очікувати, тому що точка перегину лінії форми коливань у системах близьких до регулярної в цьому випадку проходить не через опору, а в безпосередній близькості до неї.

На графіку рис. 2 наведений спектр періодів власних коливань основної системи (40 періодів) прогінної будови $66 + 126 + 147 + 115 + 76$ м. Розрахунок виконаний по програмі А. Б. Смелянського (МІІТ).



Периоды свободных колебаний [Sec]

РЕШЕНИЕ КАНОНИЧЕСКИХ УРАВНЕНИЙ ПО ПРОГРАММЕ А. Б. СМЕЛЯНСКОГО (МИИТ): АВТОМАТИЧЕСКАЯ ПЕРЕНУМЕРАЦИЯ УЗЛОВ, NN=УЗЛОВ СХЕМЫ БЕЗ ПРОПУСКОВ, НОМЕРА УЗЛОВ «ЗЕМЛЯ» – ПРОИЗВОЛЬНЫЕ (ПОМЕЩАТЬ ДО ОСНОВНЫХ УЗЛОВ СХЕМЫ); УСИЛИЯ ОТ СЕЙСМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК (ПО СОВОКУПНОСТИ ЗАДАННЫХ ФОРМ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ, ЕСЛИ СТЕРЖНЕЙ В СХЕМЕ НА БОЛЕЕ 500)

1	2,03389
2	1,17813
3	0,98823
4	0,55438
5	0,50568
6	0,43606
7	0,33367
8	0,30527
9	0,24461
10	0,18100
11	0,16280
12	0,14578
13	0,13241
14	0,11777
15	0,10169
16	0,09535
17	0,08524
18	0,07491
19	0,06827
20	0,06701
21	0,05899
22	0,05661
23	0,05269
24	0,05126
25	0,04701
26	0,04173
27	0,03887
28	0,03777
29	0,03570
30	0,03164
31	0,03059
32	0,02891
33	0,02351
34	0,01952
35	0,01739
36	0,01434
37	0,01377
38	0,01174
39	0,01062
40	0,00000

КОНЕЦ РАСЧЕТА

Рис. 2

Висновки

1. У багатопрогінних нерозрізних системах без особливого збитку для точності розрахунку крайні прогони для спрощення розрахункових схем можна відкидати, допускаючи при цьому дуже незначну похибку.

2. Нерегулярні по довжині багатопрогінні нерозрізні системи можна замінити регулярними аналогами з усередненою довжиною прогонів, що обчислені за формулою (1).

3. Реальну жорсткість проміжних опор (приведену) потрібно використовувати тільки при розрахунках власних частот з дослідницькою метою.

4. Для практичних розрахунків нерегулярна система завжди може бути трансформована в один з регулярних аналогів з незначними похибками.

БІБЛЮГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Гуржий К. В. Исследование влияния незначительных нерегулярностей на изменение собственных частот неразрезных балок на жестких опорах / К. В. Гуржий, К. И. Солдатов // Исследование статике, динамики и грузоподъемности мостов: Межвуз. сб. науч. тр. – Д., 1997. – С.63–74.
2. Гуржий К. В. Особенности динамики систем, близких к регулярным, применительно к двухпролетным неразрезным балкам с промежуточной упругой опорой / К. В. Гуржий, К. И. Солдатов // Вопросы динамики мостов и теории колебаний: Межвуз. сб. науч. тр. – Д., 1994. – Вып. 5. – С. 70–83.
3. Солдатов К. И. О жесткости опор реальных мостовых конструкций / К. И. Солдатов, Г. С. Железняк, К. В. Куржий // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. – Д. 2004. – Вып. 3. – С. 154–160.
4. Солдатов К. И. Применение метода деформаций к определению частот собственных колебаний

- балок на упругооседающих опорах // Строительная механика и мосты: Сб. тр. ДИИТа. – Д.: Промінь, 1970. – Вып. 10. – С. 48–56.
5. Солдатов К. И. Свободные колебания регулярных балок и некоторых мостовых конструкций на упругих опорах, Дис. ... канд. техн. наук. – Д., 1971. – 220 с.
 6. Солдатов К. И. Частные случаи задачи о собственных колебаниях регулярных упругоопертых балок / Труды ДИИТа. – Д., 1971. – Вып. 127. – С. 72–79.
 7. Кутуков Б. Н. Определение минимальной суммарной критической жесткости опор сжатой многопролетной балки / Б. Н. Кутуков, В. Д. Ханьжов / Труды ВЗПИ. – М., 1967. – Вып. 45.
 8. Конашенко С. И. Частоты и формы собственных колебаний многопролетных балок с промежуточными упругими опорами и шарнирами / С. И. Конашенко, В. П. Кулябко / Труды ДИИТа. – Д., 1981. – № 220/28. – С. 97–103.
 9. Уманский А. А. Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений. – М.: Изд-во литературы по строительству. 1973. – 351 с.
 10. Цывильский В. Л. Свободные колебания стержня с упругозаземленными концами, несущего сосредоточенные массы / Труды ВЗПИ. – М., 1967. – Вып. 45.
 11. Рабинович И. М. Приближенный метод расчета периода собственных колебаний многопролетных неразрезных балок / Труды ПТК: Шестой сборник отдела инженерных исследований. – М., 1926.
 12. Солдатов К. И. Некоторые вопросы определения собственных колебаний мостов применительно к проектированию // Вопросы статики и динамики мостов: Межв. сб. науч. тр. / ДИИТ – Д., 1972. – С. 94–103.

Надійшла до редколегії 26.11.03.

Д. Ю. ЧАШИН (ПГАСиА)

ПРОБЛЕМЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ОРГАНИЗАЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ВОЗВЕДЕНИЯ ОБЪЕКТОВ ТРАНСПОРТНОГО СТРОИТЕЛЬСТВА

Робота ставить своєю метою удосконалення методичних принципів організаційно-технологічної підготовки зведення об'єктів транспортного будівництва. Для досягнення цієї мети наведені рішення поставлених задач на основі сучасних досягнень системного підходу в управлінні будівництвом, а також позначені основи практичної реалізації подібних рішень у практиці проектування і будівництва.

Работа ставит своей целью совершенствование методических принципов организационно-технологической подготовки возведения объектов транспортного строительства. Для достижения этой цели представлены решения поставленных задач на основе современных достижений системного подхода в управлении строительством, а также обозначены основы практической реализации подобных решений в практике проектирования и строительства.

The aim of the work is improvement of methodical principles of organizational and technological preparation to construction of the transport object. In order to reach this goal, solutions of the set tasks are presented on the basis of modern achievements of the system approach in construction management. The essentials of practical realization of such decisions in designing and construction have been outlined.

В связи с переходом государства к рыночной экономике резко возрос интерес к методам управления строительством в условиях рынка. В связи с переходом строительных организаций к рыночным условиям хозяйствования возникли предпосылки для исследований, актуальность которых заключается в совершенствовании методологии управления возведением объектов строительства, в том числе в разработке и усовершенствовании методов организационно-технологической подготовки транспортного строительства, основанных на принципах системного подхода в управлении строительством и организации производства.

В настоящее время имеются многочисленные научные и практические разработки в области систем управления возведением объектов строительства. Несмотря на постоянные усовершенствования в этой области, срывы запланированных сроков реализаций проектов строительства происходят довольно часто. Многочисленными исследованиями доказано, что существующая методология планирования и контроля возведения объектов строительства не позволяет в должной мере раскрыть взаимосвязи параметров реализации объектов (ресурсы – продолжительность – стоимость) и оценить влияние на них организационно-технологических факторов и факторов неопределенности и риска [1]. Возникает необходимость в разработке методик, позволяющих эффективно планировать и контролировать

процессы возведения строительных объектов. Данные методики должны базироваться на основных законах и принципах системного подхода в управлении строительством и организации производства. При этом особо актуальными моментами представляются: разработка форм интегрированного рассмотрения основных параметров возведения объектов строительства (ресурсы – продолжительность – стоимость), исследования воздействий организационно-технологических факторов и факторов риска на динамику изменений основных параметров проектов, решение задач разработки структур строительных проектов, распределения ограниченных ресурсов, оценивания и контроля затрат и продолжительности возведения объектов.

В результате рассмотрения изложенных в работе теоретических аспектов совершенствования организационно-технологической подготовки строительства обоснована необходимость усовершенствования систем планирования и контроля и даны практические методики для строительных и проектирующих организаций с разработкой и внедрением соответствующего программного обеспечения.

Связь работы с научными и практическими заданиями управления транспортным строительством заключается в том, что основные результаты работы направлены на решение задач строительства и расширения предприятий с целью создания новых поколений подвижного

состава в рамках государственной программы организации скоростного движения [2].

Цель исследований, предлагаемых в данной работе, заключается в усовершенствовании методики организационно-технологической подготовки строительства объектов транспортного назначения, основанном на принципах системного подхода в управлении строительством и организации производства.

Для достижения поставленной цели в работе решены следующие задачи:

- на основе анализа существующей методологии планирования и ценообразования в строительстве, действующих нормативных документов и практических методов определения стоимости строительства обоснована необходимость разработки методик организационно-технологической подготовки возведения объектов, основанных на методологии системного проектирования;

- определены и систематизированы организационно-технологические факторы реализации объектов строительства и реконструкции, факторы неопределенности и риска и исследовано их влияние на основные параметры реализации: время, ресурсы, стоимость;

- разработана методика планирования и контроля возведения объектов строительства, основанная на интегрированной оценке основных параметров возведения объектов и учете влияния организационно-технологических факторов реализации и факторов риска.

Объектом исследования является проект возведения объекта как результат организационно-технологической подготовки строительства.

Предметом исследований является комплекс вопросов, связанных с планированием возведения строительных объектов, определением параметров реализации проектов строительства, вопросы анализа реализуемости проектов возведения.

Теоретические и методологические основы исследования

При решении поставленных задач используются апробированные методы системного подхода в управлении строительством и организации производства. Для исследования воздействия организационно-технологических факторов и факторов риска на основные параметры процессов возведения объектов были применены методы статистического моделирования и факторного эксперимента; для решения многокритериальных задач реализуемости применены эвристические методы. В целом примененные в рабо-

те методы базируются на современных теоретических положениях по теме исследований, обобщении практического опыта планирования транспортного строительства с использованием системного и логического анализа.

Обзор имеющихся научных и нормативных источников [3; 4] позволил определить недостатки современного состояния организационно-технологической подготовки строительства и пути ее усовершенствования. Выводы и рекомендации по указанным в работе проблемам свидетельствуют, что одними из важнейших аспектов планирования строительства являются: временной фактор, ограниченность ресурсов, затраты на возведение объекта и рентабельность капитальных вложений [1].

Анализ научных публикаций дал возможность определить приоритетные направления дальнейших исследований [1; 5; 6]. К ним относятся: научно-теоретическое обоснование предложений по усовершенствованию нормативной базы планирования и ценообразования в строительстве; разработка и усовершенствование методов структуризации проектов возведения объектов строительства, распределения ограниченных ресурсов, оценки затрат и продолжительности возведения. Недостаточное освещение этих вопросов в специальной научной и нормативной литературе определило необходимость проведения данного исследования, обусловило цель и задачи, объект и предмет исследования.

На основе обобщения и систематизации опыта разработки и реализации многочисленных объектов транспортного строительства в составе хозяйства Приднепровской железной дороги были раскрыты недостатки действующей нормативной базы ценообразования в строительстве:

- отсутствие в существующей нормативной базе механизма учета альтернатив – возможностей различных последовательностей действий, посредством которых реализуются цели проекта строительства, а именно – применения различных организационно-технологических схем производства работ, ресурсов с различными качественными и количественными характеристиками и условий производства работ;

- отсутствие механизма оценки затрат на каждую работу и на объект в целом в зависимости от продолжительности; получение подобных зависимостей с помощью нормативных методик невозможно по причине повсеместно в них применяемой детерминированной двухмерной оценки стоимости – «объем – затраты»;

– отсутствие разделения затрат на прямые и косвенные по критерию возможности их отнесения на себестоимость отдельных работ или комплекса работ, что необходимо из-за увеличения прямых затрат и снижения косвенных затрат при сокращении длительности работ;

– отсутствие разделения затрат по отношению к объему и продолжительности работ – на постоянные и переменные.

На основе моделей факторного эксперимента с применением методов корреляционно-регрессионного моделирования и планирования эксперимента получены многофакторные модели оценки воздействий факторов. С помощью методов статистического моделирования исследовано влияние факторов неопределенности и риска на затраты и продолжительность реализации. Получены основные зависимости, связанные с оценкой увеличения затрат на покрытие положительных резервов времени в графиках производства работ, разработана методика оценки влияния факторов риска и разработки мероприятий по их предупреждению.

С целью получения многофакторных моделей влияния факторов на параметры и технико-экономические показатели возведения объектов, значений основных эффектов и эффектов взаимодействия были применены методы факторного эксперимента. В качестве переменных в уравнения корреляционно-регрессионной модели вошли: объем работ, количество смен в рабочий день, количество бригад в смену, количество кранов в смену и суммарная грузоподъемность кранов. Исходная совокупность была сформирована на основе анализа 110 вариантов проектов возведения цехов локомотивных и вагонных депо с вариацией применяемых организационно-технологических схем производства работ, количества ресурсов, комплектов грузоподъемных машин и сменности работ. Регрессионный анализ показал значимость связи зависимых и независимых переменных и коэффициентов в уравнениях, что позволяет использовать уравнения для оценки влияния организационно-технологических факторов на основные параметры и показатели строительства и стадии проектного планирования, в частности для выработки критериев и управляющих правил при распределении ресурсов, для разработки структуры работ и затрат.

Для получения основных эффектов и эффектов взаимодействия было применено планирование типа 2^4 , были сформированы 16 вариантов производства работ и определены соответ-

ствующие им значения продолжительности и прямых затрат. В табл. 1 показаны эффекты изменения продолжительности и прямых затрат на 100 приведенных монтируемых конструкций с учетом снижения производительности труда при производстве работ в две смены. Полученные эффекты применяются в качестве предельных значений затрат и продолжительности при переходе к ускоренному (форсированному) выполнению работ (табл. 1).

Таблица 1

Значения полученных эффектов на 100 конструкций, %		
Изменяемые факторы	Эффекты на 100 конструкций	
	Продолжительность	Прямые затраты
Увеличение количества смен с 1 до 2	–19,1	+34,9
Увеличение количества кранов и бригад в смену с 2 до 3	–39,7	+56,8
Увеличение грузоподъемности кранов с 25 до 40 т	–9,5	+15,8

Среди факторов неопределенности и риска установлено и измерено влияние наиболее дестабилизирующих: неверного представления структуры проекта возведения, некорректного распределения ресурсов, неверной оценки затрат и продолжительности реализации.

На основании статистической обработки оценок экспертов были установлены средние значения и отклонения от нормальной продолжительности в результате проявления воздействия перечисленных выше факторов риска и установлены вероятности проявления рисков. Результаты мнений экспертов группировались в ряды распределения; далее производилась количественная оценка воздействий факторов риска на продолжительность производства работ, запланированных в составе перечисленных выше объектов.

Анализ совокупного влияния факторов неопределенности и риска на продолжительность реализации проекта, проведенный на основе статистического моделирования, показывает, что с вероятностью 0,95 дата планируемого завершения работ проектов может быть превышена на величину от 1,2 до 7,4 месяцев, а с вероятностью 0,5 – на 4,3 месяца.

Анализ чувствительности модели показал, что в случае максимального воздействия перечисленных факторов – максимально негативно их сочетания, среднее значение ожидаемого отклонения от нормальной продолжительности увеличится на 24 % и с вероятностью 0,5 составит 5,33 месяца.

Анализ выявил, что на 100 элементов монтируемых железобетонных конструкций упомянутых выше объектов отклонение от нормальной продолжительности составило 1,75 недели – с вероятностью 0,5 и 3,25 недели – с вероятностью 0,95. Подтверждается тесная взаимосвязь между вероятностью завершения работ и созданием резерва средств для этих целей. В среднем увеличение затрат на переход к максимально ускоренному способу производства работ с вероятностью $p = 0,5$ составит 17,65 тыс. грн на 100 шт. монтируемых конструкций, а с вероятностью $p = 0,95$ – 27,1 тыс. грн, т. е. увеличение вероятности завершения работ в установленный срок с 0,5 до 0,95 вызовет увеличение затрат на покрытие издержек, связанных с ускорением выполнения работ в 1,53 раза. Среднее увеличение затрат на покрытие издержек, связанных с резервированием времени для завершения работ в установленные сроки, составляет 12,7 % с вероятностью 0,5 на 100 конструкций; в целом увеличение находится в интервале от 11,3 до 14,1 %. С вероятностью 0,95 увеличение затрат находится в интервале от 17,8 до 21 %, а среднее значение составляет 19,4 %.

Методические основы организационно-технологической подготовки строительства

Методические основы организационно-технологической подготовки строительства заключаются в моделировании процессов реализации объектов строительства, основанном на решении следующих задач планирования:

- структуризация элементов проекта возведения и их взаимосвязь, то есть логика проекта;
- решение задач физической реализуемости объекта. В результате анализа физической реализации объекта строительства определяется продолжительность производства работ при ограниченном уровне ресурсов, либо, наоборот, определяется минимальный уровень ресурсов при фиксированной продолжительности. Также осуществляется выбор предпочтительного ресурсного профиля;

– в процессе анализа экономической реализуемости объектов строительства минимизируются суммарные затраты на реализацию каждого элемента (работы). Как правило, результатом решения задач экономической реализуемости является разработка минимального по затратам плана реализации при ограниченных ресурсах и продолжительности.

Применяя подобные модели планирования и контроля продолжительности и затрат на реализацию объектов строительства, можно добиться интегрированного рассмотрения всех параметров и связать функции календарного планирования с оценкой затрат. Ниже раскрыто содержание каждого из взаимосвязанных этапов планирования согласно методологии системного подхода:

1. Проект возведения объекта состоит из комплекса отдельных элементов – работ. Каждый из элементов имеет свою структуру (состав работы) и физический объем. Разработка номенклатуры работ уже содержит в себе составление (с известной долей точности) последовательности производства работ. Одним из необходимых условий реализации является технологическая последовательность производства работ и следование разработанным организационно-технологическим схемным решениям. Зависимости между элементами проекта определяются на основании анализа организационно-технологических схемных решений, влияния технологических факторов, влияния внутренних и внешних условий производства работ. Решение задач структуризации завершается разработкой технологического графа, другими словами, логики проекта. Основным принципом построения структуры работ проекта и технологического графа является максимально возможное совмещение работ во времени. На данном этапе ресурсы и продолжительность, необходимые для реализации, не планируются, но в то же время производится оценка ресурсоемкости работ.

2. Производство работ подразумевает затраты времени, ресурсов и, следовательно, денежных средств. Ресурсы строительного проекта – это прежде всего людская рабочая сила, технические и материальные средства. Реализация объектов строительства в запланированный срок невозможна без надежного обеспечения ресурсами. Являясь многокритериальной задачей, распределение ресурсов трудно поддается математическим решениям. При планировании очень важно добиться максимально эффективного использования ресурсов. План

должен быть разработан так, чтобы использование ограниченных ресурсов было оптимальным и при этом сохранялась бы возможность маневра ресурсами. В ходе решения задач ресурсной и временной реализуемости все этапы и работы упорядочиваются в технологической, временной и организационной последовательности. Результат решения этих задач называется планом, который может быть представлен календарным графиком, циклограммой или чаще всего сетевым графиком как типовым представлением плана строительства.

3. В ходе оценки затрат на реализацию объекта необходима четкая классификация и структуризация состава работ и затрат, сопоставление затрат по времени и объему, а также по работам и по структуре. Затраты на реализацию должны быть минимальными, поскольку включают, кроме прямых затрат, и стоимость строительной площадки, существенно зависящую от продолжительности. Кроме того, любое ускоренное выполнение работ требует привлечения дополнительных ресурсов, а следовательно, влечет за собой увеличение затрат.

Наиболее часто встречающаяся задача минимизации стоимости реализации объекта – сокращение продолжительности реализации при минимальном увеличении стоимости. Такая постановка задачи приводит к нахождению продолжительности реализации объекта с минимальными затратами.

В итоге план с указанием ресурсной, временной и стоимостной оценок в наглядной и информативной форме можно рассматривать как модель возведения объекта, которая в дальнейшем должна подвергаться многократному анализу и корректировке с целью выбора наилучшего варианта.

Принятие управленческих решений, направленных на корректировку планов посредством обратной связи, основано на результатах работы подсистем контроля затрат и продолжительности реализации объекта. Основными принципами работы подобных подсистем в составе организационно-технологической подготовки является факторный анализ себестоимости и анализ отклонений фактических параметров от плановых.

Обратимся к формальному описанию действий по разработке планов реализации объектов строительства и контролю. Набор основных функций этих систем и использование предложенных выше методов дает возможность разработчикам планов, не углубляясь в трудоемкий математический анализ, решать задачи

реализуемости строительных проектов эвристическими методами. Выделим решение задач оценивания и контроля затрат в составе методики организационно-технологической подготовки строительства.

На основе анализа существующей методологии планирования и ценообразования в строительстве, действующих нормативных документов и недостатков практических методов определения стоимости строительства обоснована необходимость разработки систем планирования реализации строительных проектов, основанных на методологии системного проектирования.

На основе обобщения и систематизации опыта разработки и реализации многочисленных проектов строительства и реконструкции объектов различного назначения были раскрыты существенные недостатки действующей нормативной базы ценообразования в строительстве. Получены основные зависимости, связанные с оценкой увеличения затрат на покрытие положительных резервов времени в графиках производства работ, предложены методы оценки влияния факторов неопределенности и риска и разработки мероприятий по их предупреждению.

В работе изложены теоретические основы методики организационно-технологической подготовки транспортного строительства, обеспечивающей интегрированную (совместную) оценку основных параметров проекта (ресурсы – время – стоимость), своевременный учет влияния организационно-технологических факторов и направленной на поиск плана проекта:

- минимального по стоимости;
- с минимальной продолжительностью;
- с требуемым качеством результатов реализации.

Данный подход позволяет взаимосвязанно решать многомерные и многокритериальные задачи декомпозиции и структуризации проектов возведения, распределения ресурсов исполнителя, анализа физической и экономической реализуемости без применения строгих и трудоемких математических методов.

Предлагаемая методика обеспечивает согласно требованиям системного проектирования итеративную природу разработки и постоянного пересмотра планов реализации объектов, интеграцию функций планирования и контроля, делает возможным достижение стабильного обучающего эффекта, связывая стадии проектирования и объединяя разработчиков планов для достижения целей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Залунин В. Ф. Стратегия и тактика строительной фирмы в условиях рынка // Придніпровський науковий вісник. – Д., 1998. – 240с.
2. Кирпа Г. Н. Скоростные рельсы экономики Украины // Залізничний транспорт України. Науково-практичний журнал. 2004. – № 1. – С. 3–9.
3. Практика формирования взаимоотношений в строительстве в условиях одноуровневой системы ценообразования: Сборник официальных нормативных документов / Сост.: А. В. Беркута, П. И. Губень, В. Г. Иванькина, Т. А. Шарапова. – К.: НПФ Инпроект, 2002. – 320 с.
4. Методические рекомендации по формированию себестоимости строительно-монтажных работ // Ценообразование в строительстве: Сб. официальных документов и разъяснений. № 6. – К.: НПФ Инпроект, 2002. – С. 58–92.
5. Тянь Р. Б. Системный подход в управлении строительными проектами // Управление строительными проектами: Сб. науч. тр. Приднeпровской Государственной академии строительства и архитектуры / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Р. Б. Тяна. – Вып. 1. – Д., 1996. – С. 6–15.
6. Гусаков А. А. Организационно-технологическая надежность строительного производства. – М.: Стройиздат, 1974. – 252 с.

Поступила в редколлегию 16.03.04.

ВЛИЯНИЕ ИЗГИБНОЙ ЖЕСТКОСТИ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВАНТ

Стаття присвячена аналізу впливу згинальної жорсткості на динамічні властивості вант. Побудовано математичну модель вільних коливань вант без урахування демпфірування. Виконано дослідження впливу згинальної жорсткості на вільні коливання системи. Зазначено, що урахування згинальної жорсткості призводить до збільшення частоти вільних коливань вант.

Статья посвящена анализу влияния изгибной жесткости на динамические свойства вант. Построена математическая модель свободных колебаний ванты без учета демпфирования. Выполнено исследование влияния изгибной жесткости на свободные колебания системы. Отмечено, что учет изгибной жесткости приводит к увеличению частоты свободных колебаний ванты.

The paper is devoted to the analysis of influence of bending rigidity on dynamical properties of cables. A mathematical model of free oscillations of the cable without account of the damping is developed. An investigation of influence of bending rigidity on free oscillations of the system has been carried out. It has been noted that consideration of bending rigidity leads to an increase in frequency of free oscillations of the cable.

Введение

В современной практике мостостроения сооружают различные типы висячих мостов. Среди них видное место занимают вантовые мосты, у которых несущими элементами являются ванты – элементы, имеющие значительную гибкость. Исследованию динамических свойств вант посвящен широкий ряд работ [1; 2].

Ряд исследований не учитывает влияние изгибной жесткости на динамические свойства вант [2]. Изгибная жесткость ванты по отношению к осевой незначительна, однако может привести к изменению параметров свободных колебаний.

В данной статье выполнено сопоставление двух подходов к определению частот и амплитуд свободных колебаний вант.

Постановка задачи. Рассмотрим ванту длиной L , точки подвеса которой расположены на разных уровнях. Нагрузка, действующая на ванту, является равномерно распределенной по длине ванты.

Решаемые технические задачи:

- проанализировать влияние изгибной жесткости на характеристики свободных колебаний вант;
- построить амплитудно-частотные зависимости свободных колебаний.

1. Дифференциальное уравнение свободных колебаний вант без учета изгибной жесткости

Используем дифференциальное уравнение свободных колебаний вант без учета демпфирования [2]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(T_0 \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{EA}{l} \left(\frac{dy}{dx} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \times \right. \\ \left. \times \left(\int_0^l \left[\frac{dy}{dx} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] dx \right) \right) = m \ddot{v}, \quad (1)$$

где T_0 – максимальное растягивающее усилие в сечении нити; l – расстояние между опорами в направлении ванты (рис. 1); E – модуль упругости материала ванты; m – масса единицы длины ванты; $y(x)$ – уравнение кривой провисания нити; $v(x, t)$ – вертикальные перемещения местной координаты системы.

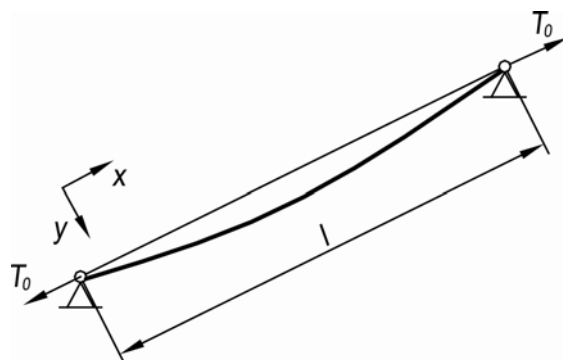


Рис. 1. Анализируемая модель ванты

Предполагая, что нижняя точка кривой провисания нити находится вне пролета ванта (на значительном расстоянии от левой опоры), примем уравнение кривой провисания нити в виде

$$v(x) = \sin \frac{\pi x}{l}. \quad (2)$$

Так как оба конца ванта шарнирно оперты, представляем функцию $v(x, t)$ в виде [3]

$$v(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} q_n(t) \sin \frac{n\pi x}{l}. \quad (3)$$

Подставив выражения (2) и (3) в выражение (1) и выполнив необходимые преобразования, получаем при $n=1$

$$m\ddot{q}(t) + \left(T_0 \frac{\pi^2}{l^2} + \frac{1}{2} EA \frac{\pi^4}{l^4} \right) q(t) + \frac{3}{4} EA \frac{\pi^4}{l^4} q^2(t) + \frac{1}{4} EA \frac{\pi^4}{l^4} q^3(t) = 0$$

Введем обозначение восстанавливающей силы

$$R_1(q) = \alpha_1 q + \gamma q^2 + \beta q^3, \quad (4)$$

где

$$\alpha_1 = \left(T_0 \frac{\pi^2}{l^2} + \frac{1}{2} EA \frac{\pi^4}{l^4} \right),$$

$$\gamma = \frac{3}{4} EA \frac{\pi^4}{l^4},$$

$$\beta = \frac{1}{4} EA \frac{\pi^4}{l^4},$$

получим уравнение свободных колебаний ванта

$$m\ddot{q} + R_1(q) = 0. \quad (5)$$

Данная система является нелинейной и не-симметричной, а следовательно, обладает свойством неизохронности – частоты свободных колебаний зависят от амплитуды.

2. Дифференциальное уравнение свободных колебаний вант с учетом изгибной жесткости

Уравнение свободных колебаний вант с учетом изгибной жесткости имеет вид

$$\frac{\partial^4 v}{\partial x^4} EI + \frac{\partial}{\partial x} \left(T_0 \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{EA}{l} \left(\frac{dy}{dx} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \times \left(\int_0^l \left[\frac{dy}{dx} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] dx \right) \right) = m\ddot{v}, \quad (6)$$

где I – момент инерции поперечного сечения ванта.

Подставив выражения (2) и (3) в выражение (6) и выполнив необходимые преобразования, получаем при $n=1$

$$m\ddot{q}(t) + \left(T_0 \frac{\pi^2}{l^2} + \frac{1}{2} EA \frac{\pi^4}{l^4} + EI \frac{\pi^4}{l^4} \right) q(t) + \frac{3}{4} EA \frac{\pi^4}{l^4} q^2(t) + \frac{1}{4} EA \frac{\pi^4}{l^4} q^3(t) = 0.$$

Введем обозначение восстанавливающей силы

$$R_2(q) = \alpha_2 q + \gamma q^2 + \beta q^3. \quad (7)$$

Как видим из уравнения (7), выражение восстанавливающей силы с учетом изгибной жесткости отличается от аналогичного выражения без учета изгибной жесткости лишь коэффициентом α_2 при линейном члене

$$\alpha_2 = \left(T_0 \frac{\pi^2}{l^2} + \frac{1}{2} EA \frac{\pi^4}{l^4} + EI \frac{\pi^4}{l^4} \right),$$

в то время как, коэффициенты при нелинейных членах остаются те же.

Уравнение свободных колебаний в этом случае будет иметь вид

$$m\ddot{q} + R_2(q) = 0. \quad (8)$$

Все свойства системы остаются такими же, как и без учета изгибной жесткости.

3. Анализ влияния изгибной жесткости на свободные колебания вант

Для анализа влияния изгибной жесткости на свободные колебания вант рассмотрим следующий численный пример.

Пусть дана наклонная ванта, шарнирно закрепленная на концах (рис. 2).

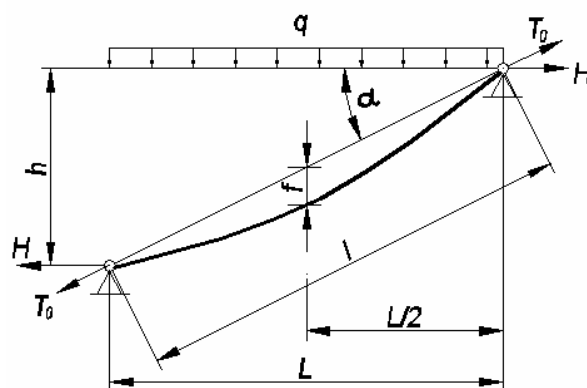


Рис. 2. Расчетная схема ванта

Исходные данные системы:

- пролет ванта $L = 70$ м;
- угол наклона $\alpha = 45^\circ$;
- диаметр ванта $d = 140$ мм;
- прогиб посередине пролета $f = \frac{1}{250}L$;
- материал ванта – сталь класса С345

($\gamma = 7850$ кг/м³, $E = 2,1 \cdot 10^{10}$ кг/м²).

Площадь поперечного сечения ванта $A = \frac{\pi d^2}{4}$, момент инерции сечения $I = \frac{\pi d^4}{64}$. Нагрузка от собственного веса, действующая на ванту: $p_1 = \gamma A$. Статически эквивалентная нагрузка, распределенная вдоль пролета: $p_2 = \frac{p_1}{\cos(\alpha)}$. Высота крепления ванта $h = L \tan(\alpha)$. Расстояние между опорами в направлении ванта $l = \frac{L}{\cos(\alpha)}$.

Для нахождения максимального растягивающего усилия в сечении ванта определим сначала горизонтальную составляющую усилия [4]:

$$H = \frac{p_2 L^2}{8f}. \quad (9)$$

Максимальное растягивающее усилие

$$T_0 = \sqrt{H^2 + \left(H \frac{h}{L} + p_2 \frac{L}{2} \right)^2}. \quad (10)$$

Построим нелинейные характеристики данной системы (рис. 3).

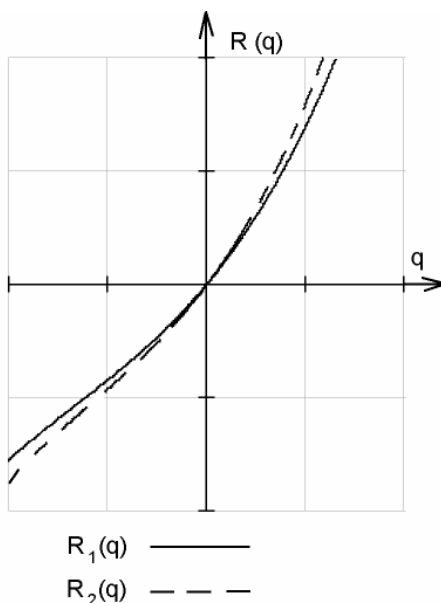


Рис. 3. Графики восстанавливающей силы

Обе характеристики восстанавливающей силы являются жесткими, т. е. с возрастанием перемещения возрастает жесткость системы. Также следует заметить, что сравнение зависимостей не выявляет существенного отличия характеристик.

Проинтегрировав выражения (4) и (7), получим выражение потенциальной энергии ванта:

$$U_1(q) = \frac{1}{2}\alpha_1 q^2 + \frac{1}{3}\gamma q^3 + \frac{1}{4}\beta q^4, \quad (11)$$

$$U_2(q) = \frac{1}{2}\alpha_2 q^2 + \frac{1}{3}\gamma q^3 + \frac{1}{4}\beta q^4. \quad (12)$$

Графики функций $U_1(q)$ и $U_2(q)$ приведены на рис. 4.

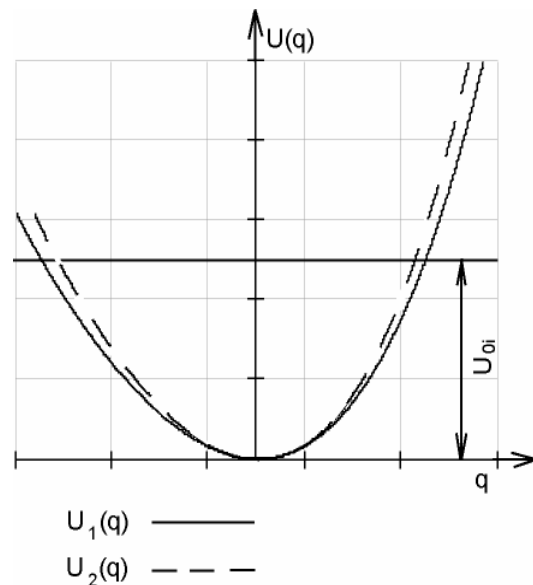


Рис. 4. Графики потенциальной энергии системы

Рассмотрим колебания системы на фазовой плоскости. Уравнение фазовой траектории имеет вид [5]

$$\dot{q} = \sqrt{\frac{2[U_{0i} - U_i(q)]}{m}}, \quad (13)$$

где U_{0i} – начальный запас полной потенциальной энергии системы; m – распределенная масса ванта

$$m = \frac{p_2}{g},$$

где g – ускорение свободного падения. Графики кривых приведены на рис. 5.

Как видим, ни по графикам потенциальной энергии, ни по графикам фазовых траекторий системы невозможно оценить влияние изгибной жесткости.

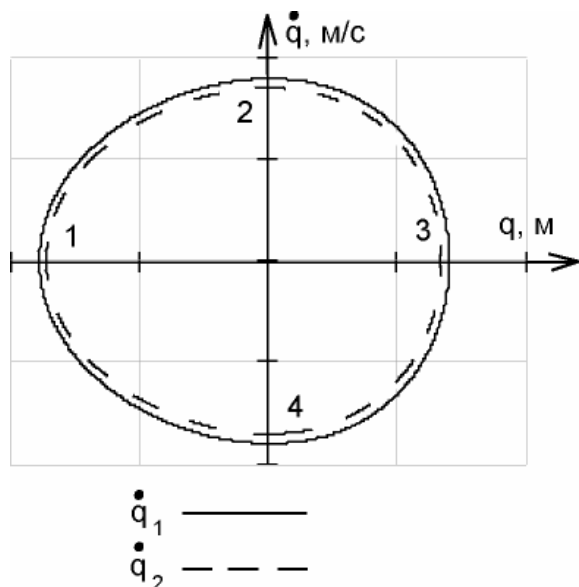


Рис. 5. Графики фазовых траекторий системы

Построим амплитудно-частотные характеристики для обоих случаев. Для этого найдем период колебаний системы. Так как система нелинейная и несимметричная, то, как видно на графиках фазовых траекторий (см. рис. 5), $T_{1-2} \neq T_{2-3}$ и $T_{3-4} \neq T_{4-1}$. Полный период колебаний системы будет равен

$$T = 2(T_1 + T_2), \quad (14)$$

где T_1 и T_2 являются четвертями периодов колебаний, совершаемых от q_1 до q_2 и от q_2 до q_3 , то есть

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= \frac{\sqrt{m}}{\sqrt{2}} \int_{q_1}^{q_2} \frac{dq}{\sqrt{[U_{0i} - U_i(q)]}}, \\ T_2 &= \frac{\sqrt{m}}{\sqrt{2}} \int_{q_2}^{q_3} \frac{dq}{\sqrt{[U_{0i} - U_i(q)]}} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Частота колебаний будет определяться по формуле

$$\omega = \frac{2\pi}{T}. \quad (16)$$

Амплитудно-частотные характеристики свободных колебаний приведены на рис. 6.

Как видим, учет изгибной жесткости ванты оказывает влияние на значения собственных частот колебаний. Основные частоты свободных колебаний составляют: без учета изгибной жесткости $\omega_0 = 3,77$ рад/с; с учетом изгибной жесткости $\omega_0 = 3,83$ рад/с.

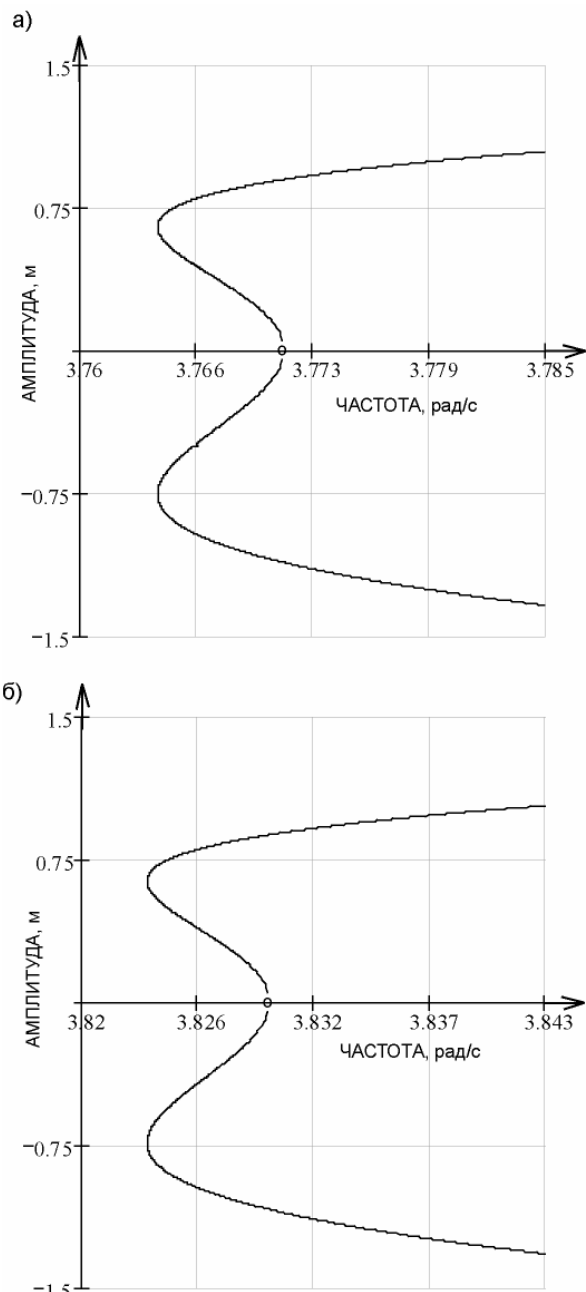


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики системы:

а) без учета изгибной жесткости; б) с учетом изгибной жесткости

Анализируя амплитудно-частотные характеристики, можно отметить наличие области двузначности, то есть в некотором диапазоне частот система может колебаться с двумя различными амплитудами.

Вывод

Учет изгибной жесткости вант не оказывает существенного влияния на основные характеристики системы – обе являются нелинейными и несимметричными, однако приводит к увеличению значений частот свободных колебаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Смирнов В. А. Висячие мосты больших пролетов. – М.: Высш. шк., 1975. – 368 с.
2. Juwon Seo & Namsik Kim; Dong-Ho Ha; Jeongin Suh. Development of cable damper with high damping rubber bearing for cable stayed bridge.– Structural Dynamics, EURODYN2002, Grundmann & Schueller (eds.) – P. 217–221.
3. Каудерер Г. Нелинейная механика. – М.: Изд-во иностранной литературы, 1961. – 778 с.
4. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.
5. Стрелков С. П. Введение в теорию колебаний. – М.: Наука, 1964. – 438 с.

Поступила в редколлегию 07.05.04.

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕЛИНЕЙНЫХ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ КОНСТРУКЦИЙ

Об'єктом даного дослідження є одномасові віброударні демпфери. Основним методом дослідження було обрано гібридне моделювання. У статті подані часові процеси, спектральні характеристики і фазові траєкторії для динамічних гасителів із кусочно-лінійною пружною характеристикою, що мають обмежувачі: із початковим зазором, із різноманітними ділянками жорсткості пружного зв'язку, із попереднім натягом.

Объектом данного исследования являются одномассовые виброударные демпферы. Основным методом исследования было выбрано гибридное моделирование. В статье представлены временные процессы, спектральные характеристики и фазовые траектории для динамических гасителей с кусочно-линейной упругой характеристикой, имеющие ограничители: с первоначальным зазором, с различными участками жесткости упругой связи, с предварительным натягом.

The object of the present study is one-mass vibro-percussion dampers. Hybrid modelling was chosen as the main testing method. The time processes, spectral characteristics and phase trajectories for dynamic dampers with the piecewise-and-linear elastic characteristic, having limiters with an initial backlash, with different segments of elastic ties rigidity or with initial tightness have been described.

Введение

Применение высокопрочных материалов и совершенствование конструктивных форм позволяют снизить собственный вес конструкций, а также и их стоимость. Однако подобные конструктивные решения приводят к уменьшению жесткости элементов конструкций и повышению их чувствительности к динамическим воздействиям, что выражается в заметном увеличении амплитуд колебаний. Основными видами динамических воздействий являются подвижные, ветровые и сейсмические нагрузки. Колебания элементов конструкций, с одной стороны, может отразиться на их несущей способности, а с другой – вызвать ощущения дискомфорта у людей, не угрожая сооружению или отдельным его элементам. Следует отметить, что повышение прочности сталей не сопровождается повышением их выносливости. В связи с этим резко возрастает значение динамических расчетов, исследований динамического поведения элементов конструкций, методов гашения колебаний.

Элементы металлических конструкций, как и прочие реальные механические колебательные системы, обладают свойством диссипации энергии: вследствие необратимых процессов, происходящих в материале элемента (рассеяние энергии в материале), в узлах соединений (конструктивное демпфирование); потерь энергии в окружающую среду; действия гасителей колебаний. Соотношение данных составляющих потерь энергии зависят от материала, конструктивной формы элемента, а также условий работы [1; 2].

Влияние диссипативных сил особенно существенно при резонансных режимах колебаний. Для незначительных амплитуд колебаний рассеяние энергии обеспечивается силами внутреннего трения, а при резонансных значениях амплитуд – силами конструкционного трения.

Постановка задачи

Динамические гасители колебаний, предназначенные для снижения вибраций строительных конструкций, могут быть разделены на две большие группы – линейные и нелинейные. Гасители колебаний, у которых при деформации упругой связи возникают усилия, пропорциональные деформации, называются линейными. К ним обычно относят гасители с вязким трением и внутренним неупругим сопротивлением. Гасители с использованием сухого трения и конструкционного сопротивления, связанного с потерями энергии в соединениях элементов на опорах и в узлах, а также гасители с нелинейными связями относят к нелинейным (рис. 1).

Объектом данного исследования являются одномассовые виброударные демпферы, свободные колебания которых описываются дифференциальным уравнением вида

$$m \ddot{y} + H(\dot{y}) + R(y) = 0, \quad (1)$$

где m – масса; $y, \dot{y}, \ddot{y}$ – обобщенные перемещение, скорость и ускорение массы; $H(\dot{y})$ – диссипативная сила; $R(y)$ – восстанавливающая сила.

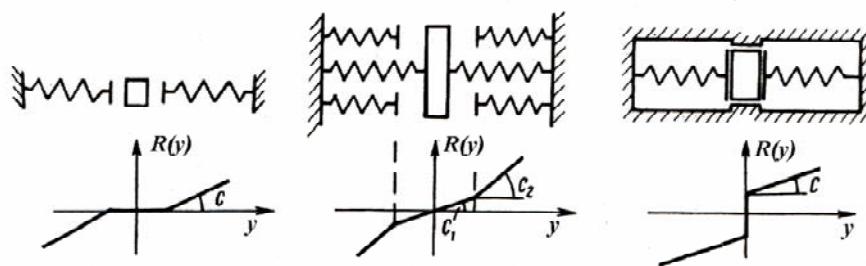


Рис. 1. Расчетные схемы и упругие характеристики нелинейных динамических гасителей колебаний

Динамические гасители с кусочно-линейной характеристикой восстанавливающей силы, имеющие ограничители: с первоначальным зазором, с различными участками жесткости упругой связи, с предварительным натягом – относятся к группе нелинейных гасителей. Заметим, что нелинейная механическая система «конструкция – гаситель» характеризуется неоднозначностью поведения, которая может отрицательно отразиться на эффективности гашения колебаний. Применение нелинейных гасителей колебаний связано с необходимостью тщательных расчетных и экспериментальных исследований [2].

Применение фазовых траекторий к идентификации упругих и диссипативных характеристик

При теоретическом исследовании колебаний возникает необходимость построения математической модели. Для этого используют данные технических чертежей, описаний, а также другой документации о структуре и значениях отдельных параметров. Однако в некоторых случаях эта информация может быть недостаточной. Эффективным при этом оказывается использование методов идентификации систем [3]. Они заключаются в построении математической модели объекта по экспериментальным записям. Большинство измерительных устройств регистрирует изменения перемещений, скоростей и ускорений точек исследуемых колебательных систем во времени. Большинство методов идентификации динамических характеристик механических систем основано на раздельном анализе записей изменений перемещений и скоростей точек во времени. Автором предложено использование фазовых траекторий на плоскости «ускорение – перемещение» и «ускорение – скорость» для исследования динамических свойств нелинейных гасителей колебаний. Данные фазовые траектории можно получить, принимая последовательно соответствующие

пары значений параметров ускорения и перемещения и ускорения – скорости (рис. 2). Наибольший интерес представляет фазовая плоскость «ускорение-перемещение». Это связано с тем, что энергетические критерии на ней интерпретируются наиболее наглядно. В частности, площадь, ограниченная кривой «ускорение – перемещение» равна работе, а обход ее контура против часовой стрелки соответствует энергии, затраченной системой [4]. Кроме того, данная зависимость зеркально симметрична относительно оси перемещение графику изменения упругой характеристики (рис. 3)

$$\bar{R}(y) = R(y) / m.$$

Именно фазовые траектории позволяют установить вид и уровень нелинейности системы и могут быть эффективны в процедурах как структурной, так и параметрической идентификации.

Гибридное моделирование

Основным методом исследования было выбрано гибридное моделирование. При моделировании на гибридных вычислительных комплексах (ГВК) реальная система заменяется физической (электрической) моделью, а вычислительная машина становится рабочей моделью. ГВК имеют в своем составе аналоговые и цифровые ЭВМ. ГВК обладают быстродействием аналоговых вычислительных машин, точностью и большим объемом памяти цифровой ЭВМ. В отличие от ЦЭВМ, ГВК дает возможность пользователю визуально наблюдать за вычислительным процессом при помощи осциллографов, самописцев и т. п., а также в ходе вычислительного процесса позволяет изменять параметры исследуемой модели. Таким образом, ГВК предоставляет большие возможности [1] для изучения влияния изменения параметров на поведение исследуемых систем, а также позволяет отслеживать режимы, не реализуемые на ЦЭВМ.

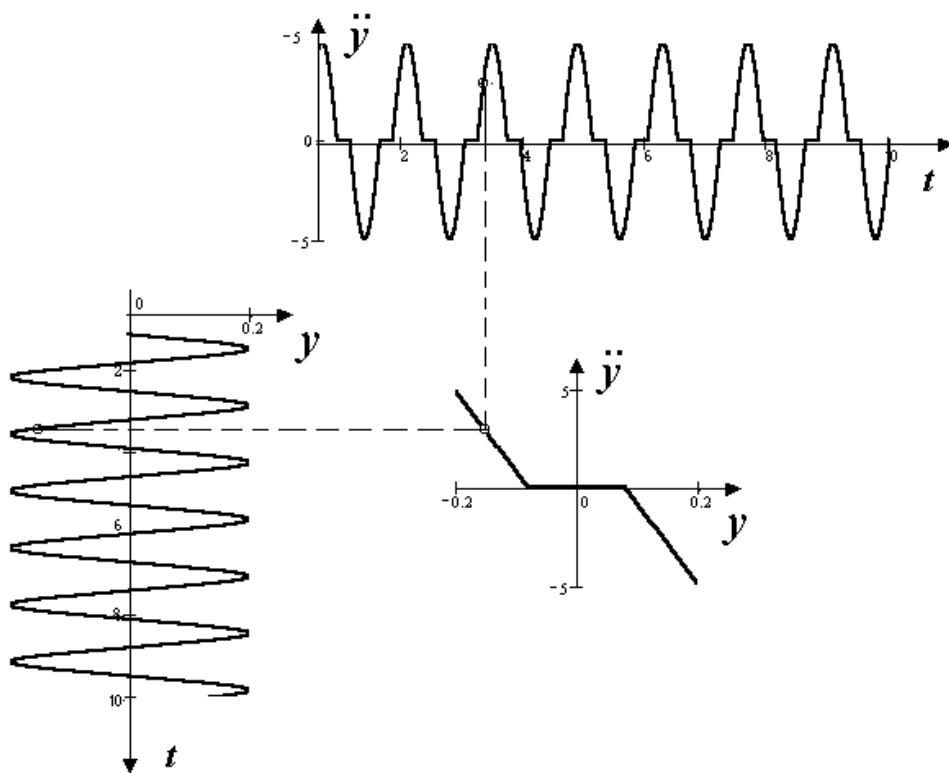


Рис. 2. Построение фазовых траекторий $\ddot{y}(y)$

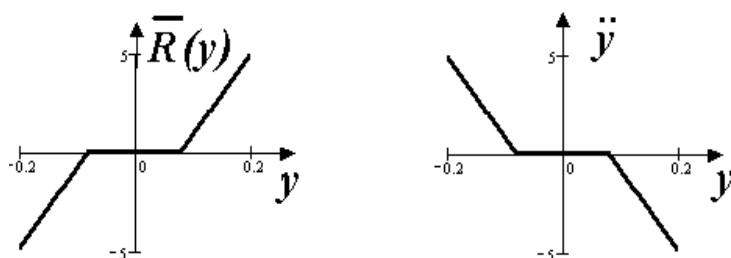


Рис. 3. Графики упругой характеристики и «ускорение – перемещение» системы с «люфтом»

Анализ полученных результатов

В статье представлены временные процессы, спектральные характеристики и фазовые траектории для динамических гасителей с кусочно-линейной упругой характеристикой, имеющие ограничители: с первоначальным зазором, с различными участками жесткости упругой связи, с предварительным натягом (рис. 4).

Анализируя полученные записи временных процессов для системы с «люфтом» и системы с «натягом», можно отметить, что они подобны и имеют вид моногармонического процесса. Таким образом, записи процессов $y(t)$ недостаточны для идентификации механических систем. Временные процессы $\dot{y}(t)$ этих систем

имеют незначительные отличия, а процессы $\ddot{y}(t)$ – существенные. Так, для систем с «люфтом» на временных процессах появляются точки мгновенного покоя.

Фазовые плоскости $(y, \ddot{y})$ представленных систем состоят из нескольких областей, в которых поведение динамической системы линейно (рис. 5).

Количество таких областей зависит от вида нелинейности системы. Так, для системы с «люфтом» областей линейного поведения систем три, а для системы с «натягом» две. Основная задача структурной идентификации систем с кусочно-линейной упругой характеристикой состоит в определении количества областей линейного поведения системы и их границ.

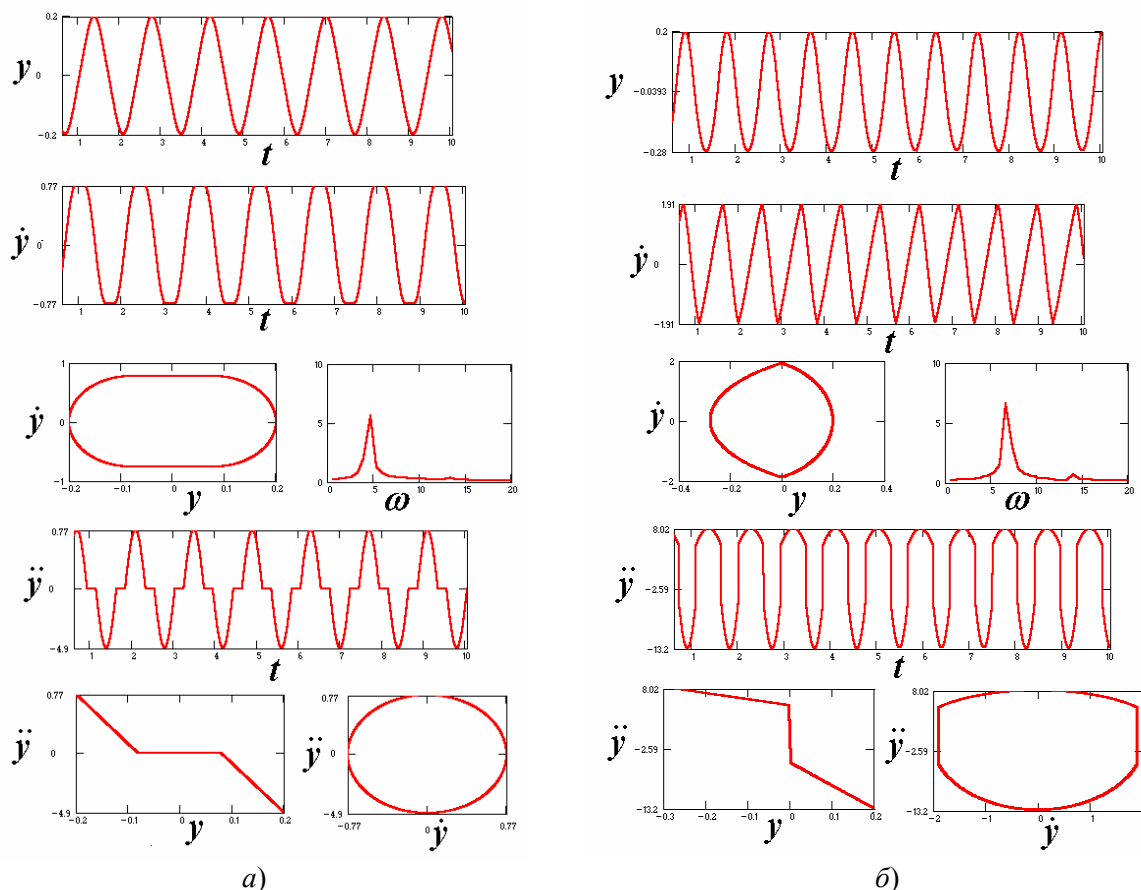


Рис. 4. Временные процессы, спектральные характеристики и фазовые траектории: а) системы с «люфтом»; б) системы с «натягом»

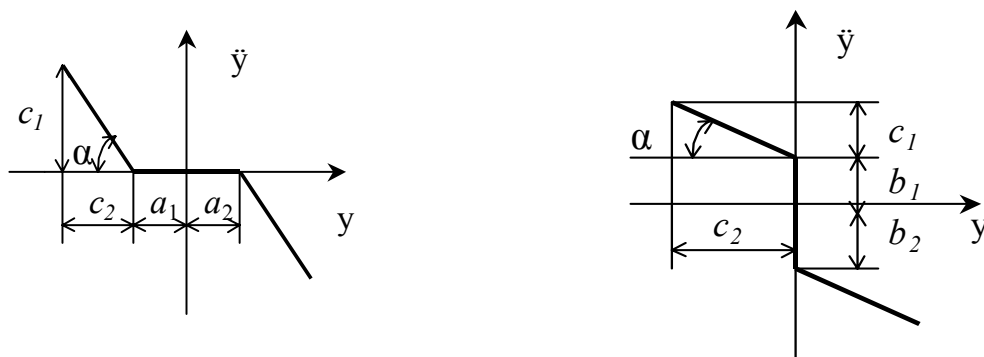


Рис. 5. Определение параметров упругих характеристик по фазовым траекториям в плоскости «ускорение-перемещение»

Фазовые траектории на плоскости $(y, \ddot{y})$ могут быть также применены в процедуре параметрической идентификации. Так, измерив длины отрезков a_1 и a_2 (рис. 5) или отрезков b_1 и b_2 , можно определить величины люфта и натяжения упругой характеристики механической системы, а определив угол наклона траектории в плоскости «ускорение-перемещение» к оси «перемещение» α по значению двух катетов

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{c_1}{c_2},$$

можно установить значение жесткости механической системы. Так определяют характеристики упругой силы механической системы, которые были неизвестны либо нуждались в уточнении. В отличие от существующих асимптотических и стохастических методов идентификации динамических систем, использование предложенной методики не сопряжено с использованием значительного количества вычислительных процедур, а также имеет ряд преимуществ при исследовании разрывных колебаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти томах / Под. ред. В. Н. Челомей. – М.: Машиностроение. Т. 2, 1979. – 351 с.
2. Динамический расчет специальных инженерных сооружений и конструкций: Справочник проектировщика / Под ред. Б. Г. Коренева, А. Ф. Смирнова. – М.: Стройиздат, 1986. – 461 с.
3. Редько С. Ф. Идентификация механических систем. Определение динамических характеристик и параметров / С. Ф. Редько, В. Ф. Ушкалов, В. П. Яковлев. – К.: Наук. думка, 1985. – 216 с.
4. Казакевич М. И. Фазовые траектории нелинейных динамических систем: Атлас / М. И. Казакевич, В. Е. Волкова. – Д.: Наука и образование, 2002. – 94 с.

Поступила в редколлегию 07.02.04.

ФОРМИРОВАНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ КОНЦЕПЦИЙ О ГЛОБАЛИЗАЦИИ: К ПОСТАНОВКЕ ПРОБЛЕМЫ

У статті аналізується проблема особливостей і етапів розвитку економічних теорій о процесах глобалізації.

В статье анализируется проблема особенностей и этапов развития экономических теорий о процессах глобализации.

The article analyses the issue of peculiarities and stages of development of economic theories about globalization processes.

Введение

Процесс глобализации современного мира и его различные аспекты являются одними из наиболее актуальных тем в научном познании конца XX – начала XXI вв. Сущность глобализации, ее особенности на современном этапе развития человечества, возможные сценарии ее дальнейшей эволюции достаточно часто становятся предметами научного анализа. Среди работ, которые раскрывают данные темы глубоко и всесторонне, можно назвать труды украинских исследователей – О. Г. Билоруса [1; 3], И. Лукинова [7], А. Чухно [24]; их российских коллег – А. И. Неклессы [11], А. Панарина [12], В. Коллонтая [5] и др. Вместе с тем все эти работы посвящены исследованию собственно глобализационных процессов. Анализ эволюции учений о глобализации и главное концепций, объясняющих закономерности развития экономической составляющей глобализации, в сущности, оставался вне поля зрения исследователей. В работах М. Чешкова глобалистика определяется как целостная система наук о глобализации, в которую в качестве составляющей, входит блок геодисциплин [25], включающий геоэкономику и тесно связанную с ней экономическую теорию. Объектом изучения В. Коллонтая является внутренняя динамика развития западноевропейских и американских теорий глобализации во временном отрезке середины-конца 1990-х гг. Особое внимание ученый уделил анализу внутренних противоречий неолиберальных концепций в их взаимосвязи с экономической глобализацией [5], ее реальным ходом. Краткий анализ и характеристика эволюции глобалистики содержится в коллективной монографии под редакцией О. Г. Билоруса и Д. Г. Лукьяненко [3; 18–24]. Авторы указывают на существование нескольких научных

школ глобалистики. Вместе с тем авторы фактически лишь назвали и бегло охарактеризовали направления исследований глобализации, даже не затронув проблем эволюции, этапов и особенностей развития глобалистики и, что главное, не обособили в ее составе экономическую составляющую.

Таким образом, проблема формирования экономических учений о глобализации является в настоящее время мало исследованной. В то же время важность и актуальность этой проблемы и ее влияние как на научное познание, так и на практические, прикладные акции заключаются в необходимости учесть опыт, накопленный экономическими теориями о глобализации, для построения ее адекватной реальностям научной модели и выработки экономических и геополитических решений, способствующих успешной интеграции Украины в пространство глобализационных процессов современности.

Постановка задачи

Исходя из сказанного следует указать, что данная работа посвящена постановке проблемы (и первоначальному изучению) этапов экономических концепций о глобализации. В достаточной мере условно (поскольку условны всякие временные рамки при периодизации интеллектуальных, научных и социокультурных процессов и явлений) можно обособить три периода формирования экономической глобалистики:

- 1-й период – середина 60-х – середина 70-х гг. XX в.;
- 2-й период – середина 70-х – середина 90-х гг. XX в.;
- 3-й период – середина 90-х – начало XXI в.

Результаты

Сущность первого периода в целом заключается в возникновении и становлении представлений об общих для всего человечества глобальных проблемах – продовольственной, экологической, недостатка минеральных ресурсов, угрозы ядерного самоуничтожения человечества, и др. Глубинной причиной этих проблем было (и в значительной степени остается) различие темпов роста народонаселения планеты и ограничение ее (конечных) природных ресурсов. Важной для этого первого этапа развития экономической глобалистики было определение пределов экономического и демографического развития, той временной точки, за которой последует экологическая и мирохозяйственная катастрофа [8]. В рамках размышлений и поисков такого порога, точки невозврата были построены несколько математических моделей. В первой модели Дж. Форрестера математическими методами определили рост экологической и экономической угрозы, изменение и напряженность глобальных проблем [13; 20]. Основоположник математического моделирования уровня глобальных угроз Дж. Форрестер считал признаками «напряженности в мировой системе возрастающее загрязнение, рост населения и различие в уровнях жизни» [13; 20].

Одновременно с противоречиями в системах экономика – природа, человек – природа исследователи обособили и начали изучение проблем, возникающих в системе экономика – социум. Лавинообразное увеличение количества и качества перемен в общественной жизни, вызванных колоссальным послевоенным экономическим ростом западного мира, Э. Тоффлер назвал «футурошоком». Он определил его как «стресс и дезориентацию, которые возникают у людей, подверженных слишком большому количеству перемен за слишком короткий срок» [5; 19].

Хронологически и содержательно сущность и динамику эволюции глобалистики в первом этапе ее развития определили: деятельность А. Печчеи и создание Римского клуба (1968) – неправительственной организации, которая инициировала исследования ученых из разных стран в области глобальных проблем; выход в свет книг Э. Тоффлера «Футурошок» (1965) и Дж. Форрестера «Мировая динамика» (1971). Они сформулировали первоначальную тематику глобалистики и задали главные направления исследования этой новой, тогда еще не названной науки. Следует отметить, что уже в первый

период глобалистика проявила себя как полидисциплинарная научная сфера познания, сочетавшая в своем познавательном инструментарии экономику и экологию, социологию и политологию, демографию и футурологию, математику и философию и др. Таким образом, в рамках первого этапа развития экономические концепции глобальных проблем были частью научного комплекса глобалистики. Кроме того, в первом периоде развития глобалистика была ориентирована именно на изучение всеобщих (глобальных) проблем, а не на анализ глобализации (как процесса создания единого мироустройства).

Результатом первого этапа развития глобалистики, в том числе экономической, и одновременно исходной точкой второго ее этапа можно считать работу «Пересмотр международного порядка» (1976), выполненную под руководством видного голландского экономиста Я. Тинбергена, в которой прежние, страдающие чрезмерным схематизмом математические подходы к изучению глобальных проблем были заменены анализом «закономерностей долгосрочного экономического развития» и «структурообразующих факторов развития» [2; 18] человечества и мировой экономики. Авторы исследования провели всесторонний анализ проблем мирового развития, указали на глубокую взаимосвязанность «игроков» мировой экономической системы [17]. Среди предлагаемых экономических перемен разработчики проекта предложили, в частности, коррекцию международного валютного порядка, новые подходы к перераспределению доходов и международному финансированию. Даны предложения по производству продовольствия в планетарном масштабе, предложены рекомендации по гармонизации деятельности ТНК и экономическому развитию стран третьего мира. Общим знаменателем этих и многих других предложений Я. Тинбергена и его группы был гуманистический тезис об «исправлении» мирового экономического развития с целью большей его справедливости, выравнивания экономических условий на планете, органичности развития мировой экономики. Суть последнего понятия удачно выразил еще один крупный специалист в области глобальной проблематики, немецкий ученый Э. Пестель. Важнейшей чертой органичности развития он назвал системность и непротиворечивость экономического роста [13].

В рамках второго периода развития глобалистики значительную роль сыграла также ра-

бота Э. Тоффлера «Третья волна» (1980), описывающая переход цивилизации от индустриальной к постиндустриальной фазе развития. Последнюю Тоффлер считал основой для построения нового мира [18; 23], в котором глобальные проблемы потеряют свою остроту. К сожалению, и он, и другие западные исследователи абсолютизировали западную цивилизацию и ее траекторию развития, отождествили свой мир со всем мироустройством. Мысля в категориях приоритета, они игнорировали другие важнейшие аспекты мировых проблем, в частности экологическую [23].

Наибольшее воплощение замыкание западной научной мысли на отдельные элементы глобальной проблематики нашло в увеличении влияния неоклассической теории, которая, как мнилось многим, может дать рецепты для решения всех мировых проблем. Распад Советского Союза дал сильный импульс к распространению подобных представлений. Так, Ф. Фукуяма указал на безальтернативность нелиберальной экономической модели Запада для всего остального мира [13; 21].

Второй этап развития экономической глобалистики, таким образом, прошел под знаком отрицания частью мировой интеллектуальной элиты самодостаточности ряда важнейших глобальных проблем, и акцентировании внимания на возможности с помощью одного рецепта – неолиберализма – излечить мир от всех его болезней.

Осознание новизны и беспрецедентности процесса экономической глобализации пришло к ученым и мыслителям лишь в третьем этапе развития глобалистики. Характерно, что влиятельная антиглобалистская организация «АТТАК» была создана именно в середине 90-х гг. как реакция на новые процессы в сфере мировой экономики, процессы экономической глобализации [9].

Нужно сказать, что именно в рамках третьего этапа исследователи определили глобалистику как науку о закономерностях глобализации, а не как одно лишь изучение всеобщих проблем мира. Глобалистика фактически объединила в себе комплекс наук, посвященных главным образом анализу какой-либо глобализационной проблемы. Среди них можно указать на экологическую глобалистику, футурологическую глобалистику, историческую глобалистику и экономическую глобалистику. Все они тесно связаны между собой и активно взаимодействуют. В то же время у каждой из этих дисциплин – свои главные цели (объекты по-

знания) и свой инструментарий для их достижения. Так, экономическая глобалистика ориентирована на исследование мирохозяйственных процессов, ведущих к созданию целостной всемирной экономической системы. Среди тем, которые разрабатываются в рамках экономической глобалистики, в частности, можно отметить: развитие современных технологий и глобализация [6]; локальные цивилизации и глобальный мир [9; 22]; отношение стран Востока и Запада в глобальных процессах [12]; влияние глобализации на развитие теневого сектора мировой экономики [4]; влияние культурных символов и тенденций на развитие глобальных экономических процессов [15] и др.

Значительную роль играет также критика неоклассической модели глобализации, проблемы которой признает даже Д. Сорос [16]. Следует отметить весьма значительную научную активность украинских исследователей в познании экономической глобалистики, в частности уже упоминавшиеся работы О. Г. Білоруса, А. Чухно, И. Лукинова и других.

Выводы

Суммируя краткий анализ развития экономических концепций о глобализации, следует отметить их поступательный характер – от совместного существования в блоке дисциплин о глобальных проблемах – через избыточную концентрацию на неоклассических и постиндустриальных теориях – к образованию самостоятельной ветви познания экономической глобалистики, приступившей к изучению спектра проблем современного этапа глобализации. Малая изученность развития экономических концепций о глобализации и возможность применения результатов исследования в реальных мирохозяйственных процессах (в частности опыта создания проекта Я. Тинбергена) делает объективно перспективным анализ проблем экономической глобалистики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Білорус О. Імперативи стратегії розвитку України в умовах глобалізації // Економіка України. – 2001. – № 11.
2. Гвишиани Д. Н. Предисловие к русскому изданию // Тинберген Я. Пересмотр международного порядка. – М.: Прогресс, 1980.
3. Глобалізація і безпека розвитку наук / Під керівництвом О. Г. Білоруса, Д. Г. Лук'яненка та ін. – К.: КНГУ, 2001.
4. Ерасов Б. С. Криминал как продукт крушения цивилизационного устройства // Восток. – 2000. – № 3.

5. Коллонтай В. Эволюция западных концепций глобализации // Мировая экономика и международные отношения. – 2002. – № 1.
6. Косолапов Н. Глобализация: сущность и международно-политические аспекты // Мировая экономика и международные отношения. – 2001. – № 3.
7. Лукинов І. Криза нашого часу: Питирим Сорокин і сучасність // Економіка України. – 2000. – № 8.
8. Моисеев Н. Н. Мировая экономика Форрестера и актуальные вопросы экономической эволюции // Форрестер Дж. Мировая динамика. – М., 1978.
9. Моисеев Н. Н. Современный антропогенез и цивилизационные разломы // Вопросы философии. – 1995. – № 1.
10. Мысляева И. Н. Глобализация и антиглобализм // ЭКО. – 2002. – № 12.
11. Неклеса А. Н. Постсовременный мир в системе координат // Восток. – 1997. – № 2.
12. Панарин А. Двухполушарная структура мира: переосмысление дихотомии «Восток-Запад» // Восток. – 1998. – № 2.
13. Пестель Э. За пределами роста. – М.: Прогресс, 1988.
14. Печчеи А. Человеческие качества. – М., 1980.
15. Саломон К. Культурная экспансия и экономическая глобализация // Мировая экономика и международные отношения. – 2000. – № 1.
16. Сорос Д. Кризис мирового капитализма. – М.: Инфра-М, 1999.
17. Тинберген Я. Пересмотр международного порядка. – М.: Прогресс, 1980.
18. Тоффлер Э. Третья волна. – М.: АСТ, 1999.
19. Тоффлер Э. Футурошок. – СПб.: Лань, 1997.
20. Форрестер Дж. Мировая динамика. – М., 1978.
21. Фукуяма Ф. Конец истории? // Вопросы философии. – 1990. – № 3.
22. Хантингтон С. Столкновение цивилизаций // Философская и социологическая мысль. – 1996. – № 1, 2.
23. Шахназаров Г. Интернационализация и перспективы мира // Будущее в настоящем. Настоящее в будущем. – М., 1984.
24. Чухно А. Постіндустріальна економіка: теорія, практика та значення для України // Економіка України. – 2001. – № 11, 12.
25. Чешков М. Взгляд на глобализацию через призму глобалистики // Мировая экономика и международные отношения. – 2001. – № 2.

Поступила в редколлегию 06.05.04

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЩЕПРОИЗВОДСТВЕННЫХ РАСХОДОВ В СИСТЕМЕ УЧЕТА РАСХОДОВ ПРЕДПРИЯТИЯ

Запропоновано дослідження постійної та змінної частин загальновиробничих витрат транспортного підприємства при їх розподілі в загальній структурі витрат.

Предложено исследование постоянной и переменной части общепроизводственных расходов транспортного предприятия при их распределении в общей структуре расходов.

A research has been proposed of permanent and variable portions of the factory costs in a transport enterprise, at their distribution in the general structure of expenditures.

Одним из важнейших показателей работы предприятия, характеризующего в денежной форме эффективность его работы, является себестоимость, как один из основных инструментов управленческого учета, влияющая на прибыль предприятия.

В настоящее время производственная себестоимость продукции (работ, услуг) включает лишь затраты, непосредственно связанные с производством продукции, обусловленные технологией и организацией производства, а в части расходов на управление – только общепроизводственные расходы, так как административные (общехозяйственные) расходы и расходы на сбыт исключены из состава затрат, формирующих себестоимость продукции (работ, услуг) и подлежат отнесению к расходам предприятия в периоде их возникновения.

Нормативным документом, регламентирующим состав затрат, включаемых в производственную себестоимость продукции (работ, услуг), является П(С)БУ 16 «Расходы» [6]. Так, себестоимость реализованной продукции (работ, услуг) состоит из производственной себестоимости продукции (работ, услуг), реализованной в течение отчетного периода, нераспределенных постоянных общепроизводственных расходов и сверхнормативных производственных расходов.

Согласно рекомендаций себестоимость перевозок (работ, услуг) – это выраженные в денежной форме текущие расходы транспортных предприятий, непосредственно связанные с подготовкой и осуществлением процесса перевозки грузов и пассажиров, а также выполнением работ и услуг, обеспечивающих перевозку [5].

Следует отметить, что, если аспекты применения национальных стандартов в бухгалтерском учете достаточно освещены [1; 2; 7], то вопросы планирования и калькулирования себестоимости отдельных видов продукции (работ, услуг), практически остаются изученными недостаточно. Недостаточно внимания уделяется и учету расходов на производство отдельных продуктов (управленческий учет). Поскольку и планирование, и учет должны базироваться на общих принципах и подходах, то есть на общей методологии, становится понятным, что одновременно с перестройкой системы учета должен осуществляться и пересмотр методологических основ планирования себестоимости.

Действительно, в соответствии с планом мероприятий по выполнению Программы реформирования системы бухгалтерского учета с применением международных стандартов, утвержденным постановлением КМУ от 28.10.98 г. № 1706, пересмотр действующих типовых положений по формированию себестоимости предполагалось осуществлять одновременно с разработкой национальных стандартов. Принятые за этот период документы: Методические рекомендации по формированию себестоимости продукции (работ, услуг) в промышленности, утвержденные приказом Госкомпромполитики Украины от 02.02.2001 г. № 47; Методические рекомендации по формированию себестоимости перевозок (работ, услуг) на транспорте, утвержденные приказом Министерства транспорта Украины от 05.02.2001 г. № 65 и другие, имеющие рекомендательный характер, позволяют это делать.

Особенности формирования, распределения и калькулирования общепроизводствен-

ных расходов, как одной из составляющих производственной себестоимости, на предприятиях промышленности неоднократно рассматривались в статьях [3; 4]. Вместе с тем особенности распределения общепроизводственных расходов на постоянные и переменные для транспортных предприятий требуют изучения.

Постановка задачи. Если в основной своей массе требования, содержащиеся в положениях (стандартах) бухгалтерского учета, регламентируют порядок бухгалтерского учета и финансовой отчетности в целом по предприятию, то для эффективного управления предприятием необходимо иметь более или менее точную информацию в вопросах планирования, калькулирования и учета расходов на осуществление тех или иных видов деятельности, а «внутри» этих видов деятельности – о расходах на производство и реализацию отдельных продуктов (работ, услуг). Можно привести довольно объемный перечень задач, которые предприятию приходится решать с той или иной периодичностью: установление нижнего уровня цены на выпускаемую продукцию (работы, услуги); обоснование изменения ассортимента (снятие с производства одних видов продукции, услуг, освоение выпуска новых и т. д.); оценка мероприятий по совершенствованию технологии и организации производства и др.

Решение всех этих задач возможно только при наличии информации о формировании себестоимости продукции, которая относится к сфере внутрихозяйственного (управленческого) учета. Таким образом, методические рекомендации по формированию себестоимости это нормативные акты, регламентирующие вопросы организации внутрихозяйственного учета расходов, но пользоваться ими следует только в части, не противоречащей национальным стандартам, так как они охватывают более широкую область учета. Для решения проблемы усовершенствования методики распределения общепроизводственных расходов транспортных предприятий, с учетом методических рекомендаций [5], предлагается исследовать «условную» составляющую постоянных и переменных общепроизводственных расходов в общей структуре расходов предприятия, что в конечном итоге позволит обеспечить достоверность их калькулирования и учета.

Результаты. Согласно стандартам бухгалтерского учета [6], к прямым относятся расходы, которые могут быть непосредственно отнесены к конкретному объекту расходов (калькулирования): прямые материальные затраты;

прямые расходы на оплату труда; другие прямые расходы. Для транспортных предприятий к прямым относятся расходы, которые могут быть непосредственно включены в себестоимость отдельных видов перевозок (работ, услуг). Те же затраты, которые нельзя непосредственно отнести к конкретному объекту расходов (калькулирования), включаются в общепроизводственные расходы. К косвенным относятся расходы, непосредственно не связанные с выполнением транспортных работ, услуг. Это общепроизводственные расходы, которые включают расходы на управление и обслуживание производственного процесса.

Учет и калькулирование фактической себестоимости перевозок на транспортных предприятиях может осуществляться с использованием нормативного, стандарт-костинга, позаказного методов или простым подсчетом расходов [5]. Основными элементами нормативного метода являются учет расходов на выполнение отдельных видов перевозок по действующим нормам, учет отклонений от норм и учет изменений норм. При этом используется нормативная калькуляция, а фактическая себестоимость перевозок определяется путем прибавления к нормативной себестоимости или вычитания из нее выявленных в отчетном периоде отклонений от норм и изменения норм. Для составления нормативной, плановой и отчетной калькуляции применяется единая номенклатура статей расходов. Позаказный метод учета расходов и калькулирования себестоимости предусматривает обособленный учет расходов по каждому из видов перевозок (работ, услуг) в разрезе статей расходов. Объектом учета и калькулирования при этом методе являются отдельные виды перевозок (работ, услуг), а калькуляционными единицами – соответствующие единицы их измерения. Себестоимость перевозок, т. е. сумма расходов, которая приходится на калькуляционную единицу, определяется путем деления суммы фактических расходов по каждому объекту калькулирования на соответствующий объем выполненных перевозок. При этом в качестве обобщающей калькуляционной единицы транспортной работы используется показатель суммы расходов, которые приходятся на одну гривну полученных предприятием доходов.

Особенностями калькулирования себестоимости перевозок на железнодорожном транспорте пассажиров, багажа, почты, грузов является ее выполнение управлением железной дороги согласно отраслевой инструкции. При

этом объектами калькулирования себестоимости перевозок на железнодорожном транспорте являются: грузовые перевозки; пассажирские перевозки; перевозка багажа и грузобагажа; перевозка почты. За единицу калькуляции себестоимости перевозок груза, багажа и грузобагажа принимается 10 тонно-километров, пассажиров – 10 пассажиро-километров, почты – 10 вагоно-километров почтовых вагонов.

При этом к переменным общепроизводственным расходам относятся расходы на обслуживание и управление производством (цехов, участков), изменяющиеся прямо (или почти прямо) пропорционально изменению объема деятельности. Переменные общепроизводственные расходы распределяются на каждый объект расходов с использованием базы распределения (часов труда, заработной платы, объема деятельности, прямых расходов и т. д.), исходя из фактической мощности отчетного периода. Для транспортных предприятий это расходы, абсолютная величина которых изменяется (увеличивается или уменьшается) вместе с изменением объемов перевозок (работ, услуг), в частности, расходы на горюче-смазочные материалы, электроэнергию, запасные части и комплектующие, оплату труда работников, занятых на перевозках, отчисления на социальные мероприятия и т. п. К постоянным общепроизводственным относятся расходы на обслуживание и управление производством, остающиеся неизменными (или почти неизменными) при изменении объема деятельности.

Постоянные общепроизводственные расходы распределяются на каждый объект расходов с использованием базы распределения (часов труда, заработной платы, объема деятельности, прямых расходов и т. д.) при нормальной мощности. Нераспределенные постоянные общепроизводственные расходы включаются в состав себестоимости реализованной продукции (работ, услуг) в период их возникновения. Общая сумма распределенных и нераспределенных постоянных общепроизводственных расходов не может превышать их фактическую величину. Для транспортных предприятий это расходы, абсолютная величина которых с увеличением или уменьшением объемов перевозок (работ, услуг) существенно не изменяется. К ним относятся расходы, связанные с обслуживанием и управлением деятельностью производственных подразделений, и расходы на обеспечение общехозяйственных потребностей. Анализируя термины «изменяющиеся прямо (или почти прямо)» или «остающиеся неизмен-

ными (или почти неизменными)», в отношении постоянных и переменных расходов, следует ввести еще одно понятие – «условные» расходы [6]. Исходя из экономической сущности расходов, только амортизационные отчисления (при условии, что они не определяются производственным методом) могут считаться постоянными расходами. Во всех остальных элементах расходов всегда будет присутствовать большая или меньшая часть постоянных и переменных расходов. То есть более правомерно говорить об условно-постоянных и соответственно об условно-переменных расходах. Поэтому представляется более правильным не делить все элементы общепроизводственных расходов на постоянные и переменные, а устанавливать в каждом элементе долю условно-постоянных (или условно-переменных) расходов. Следует отметить и то, что такое распределение признается национальным стандартом бухгалтерского учета [6] лишь относительно общепроизводственных расходов. На самом деле постоянными или переменными могут быть не только косвенные, но и прямые расходы. В качестве примера можно привести оплату труда, которая может быть преимущественно постоянной (при повременной оплате) либо преимущественно переменной (при сдельной), или амортизацию, которая при производственном методе начисления будет переменной, а при остальных методах – постоянной (не зависящей от объема деятельности). Но даже при повременной оплате однозначно говорить о том, что такие расходы являются постоянными, некорректно, поскольку повременная система охватывает только основную заработную плату, в то время как дополнительная заработная плата и поощрительные выплаты, установленные в Положении об оплате труда на предприятии (или в коллективном договоре), могут быть непосредственно (или опосредованно) связаны с конечными результатами работы, и в том числе с объемом производства.

Исследуя нераспределенные постоянные общепроизводственные расходы, следует отметить, что согласно стандарту бухгалтерского учета [6] в состав производственной себестоимости включается та часть постоянных общепроизводственных расходов, которая соответствует нормальной мощности предприятия. Понимание нормальной мощности как планового объема деятельности означает, что нераспределенные общепроизводственные расходы могут возникать только при составлении отчетной калькуляции и лишь в тех случаях, когда

фактический объем деятельности ниже планового уровня (нормальной мощности). То есть это расходы, которые появляются при отклонении условий деятельности от обычных. Анализируя общепроизводственные расходы транспортных организаций, следует отметить, что их фактическая сумма ежемесячно распределяется между: основным производством с дальнейшим распределением между видами перевозок; вспомогательным производством в части работ, предназначенных для потребностей собственного капитального строительства, непромышленных хозяйств, а также для реализации; обслуживающими производствами; капитальным строительством, которое ведется хозяйственным способом. Распределяются общепроизводственные расходы, отнесенные к основному производству, между отдельными видами перевозок по одному из следующих методов: пропорционально заработной плате основных работников; в соответствии с удельным весом плановой суммы; на одну гривну фактических доходов по отдельным видам перевозок; пропорционально сумме расходов по другим калькуляционным статьям; пропорционально приведенному количеству автомобилей на автотранспортных предприятиях.

Выводы

Предложенные исследования структуры расходов транспортных предприятий позволяют проследить связь нормативных требований по учету общепроизводственных расходов, обусловленных национальными стандартами бухгалтерского учета и рекомендациями [5; 6]. Полученные результаты могут быть использова-

ны в управленческом учете в вопросах калькулирования общепроизводственных постоянных и переменных расходов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бутинець Ф. Ф. Бухгалтерський управлінський облік / Ф. Ф. Бутинець, Л. В. Чижевська, Н. В. Герасимчук. – Житомир: ЖІТІ, – 2000. – 448 с.
2. Грабова Н. Бухгалтерский учет в производственных и торговых предприятиях: учеб. пособие для студентов вузов / Н. Грабова, В. Н. Добровский; Под ред. Н. В. Кужельного. – К.: А.С.К., – 2000. – 654 с.
3. Иванов Ю. «Реформированная» себестоимость (калькулирование в промышленности) / Ю. Иванов, Е. Котляров // Бухгалтерия. – 2001. – № 20/1. – С. 45–51.
4. Иванов Ю. Классификация расходов по статьям калькуляции: косвенные и другие / Ю. Иванов, Е. Котляров // Бухгалтерия. – 2001. – № 24/1. – С. 45–55.
5. Методические рекомендации по формированию себестоимости перевозок (работ, услуг) на транспорте. Утверждено приказом Министерства транспорта Украины от 05.02.2001 г. № 65. // Баланс. – 2001. – № 7. – С. 3–16.
6. Положение (стандарт) бухгалтерского учета 16 «Расходы». Утверждено приказом Министерства финансов Украины от 31.12.1999 г. № 318. // Бухгалтерия. – 2001. – № 52/2. – С. 72–78.
7. Ткаченко Н. М. Бухгалтерський фінансовий облік на підприємствах України. – К.: А.С.К., – 2000. – 784 с.

Поступила в редколлегию 29.10.03.

ФОРМИРОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КОРПОРАТИВНЫМИ ПРАВАМИ ГОСУДАРСТВА

У статті розглядаються проблеми і основні напрямки формування ефективної системи керування державними корпоративними правами в сучасних ринкових умовах України.

В статье рассматриваются проблемы и основные направления формирования эффективной системы управления государственными корпоративными правами в современных рыночных условиях Украины.

The article considers the issues and main directions of formation of an effective control system over the state corporate rights in present-day market economy conditions in Ukraine.

Одним из основных направлений трансформации государственного (общественного) предпринимательства в современных условиях является корпоратизация. Очевидно, что причина трансформации государственного (общественного) предпринимательства – в необходимости разрешения или ослабления противоречий, вызванных активным вмешательством государства в экономику в предшествующий период развития. Изменение форм государственного (общественного) предпринимательства представляет собой приспособление к новым условиям воспроизводства.

Перспективным с точки зрения реализации предпринимательского потенциала государства является инкорпорирование государственных предприятий.

В этой связи особого рассмотрения заслуживает вопрос об эффективности действующей системы управления государственным имуществом одного из важнейших факторов, влияющих на становление государственного (общественного) предпринимательства в Украине.

Практика хозяйствования свидетельствует, что существующая система управления государственными корпоративными правами не всегда обеспечивает осуществление функций и четкое разграничение полномочий между органами управления.

Прежде всего, управление фактически сводится к распоряжению государственным имуществом, то есть к юридическим действиям. Речь идет о том, что управленческие функции ограничены только контролем исключительно за использованием по назначению и сохранностью имущества. Функции организации, планирования, координации в деятельности управ-

ленческих органов практически отсутствуют. Специализированное ведомство по управлению государственным имуществом Фонд государственного имущества Украины (ФГИУ) до последнего времени выполнял только функции разработки и осуществления программ приватизации.

В этих условиях возникает необходимость создания эффективной, всеохватывающей системы управления государственным имуществом, разработки стратегии управления государственными корпоративными правами, отвечающей современным рыночным условиям. Создание такой целостной системы управления предусматривает внесение соответствующих изменений в законодательство.

В действующей системе управления государственной собственностью следует различать, во-первых, управление сменой форм и отношений собственности, во-вторых, управление государственной собственностью, которая приобрела эту форму и останется ею. Задача системы управления этой части государственной собственности – ее сбережение, поддержка, обновление и эффективное управление.

Разграничение полномочий государства, с одной стороны, как собственника, а с другой стороны, как субъекта стратегического управления, является важнейшей задачей. Первый блок функций возлагается на ФГИУ. Поскольку логичным является переход от «тотальной» к «точечной» приватизации, то неизбежно перемещение центра тяжести на осуществление основных функций собственника государственного имущества.

Государственная программа приватизации на 2003–2008 гг. определяет новые подходы и направления дальнейшего усовершенствования процесса приватизации с учетом стратегии и идеологии курса реформирования собственности на современном этапе. Программой предусмотрена адаптация системы управления государственным сектором к рыночным условиям, в которых государство является равноправным и эффективно действующим хозяйствующим субъектом. Согласно программе процедуры принятия решения по закреплению пакетов акций ОАО в государственной собственности будут носить публичный характер, что отвечает мировым стандартам [1].

Функции государства как субъекта стратегического управления предприятиями закрепились за отраслевыми министерствами и ведомствами, ФГИУ, местными органами управления, коммерческими структурами. Однако смена управляющих не привела к положительным результатам. В условиях государственного корпоративного предпринимательства необходимо создание института профессиональных управляющих государственными корпоративными правами.

Для формирования эффективного механизма реализации государственных интересов в управлении корпоративными правами необходимо создание:

- 1) единого реестра государственной собственности;
- 2) портфеля корпоративных прав;
- 3) института профессиональных менеджеров для управления корпоративными правами государства [2].

С этой точки зрения одной из важнейших проблем является постоянный сбор, обработка и анализ информации о государственном имуществе, и разработка полного единого реестра государственной собственности, что позволит более эффективно осуществлять управление.

Вторая проблема – это создание портфеля корпоративных прав, которые представляют собой не только финансовые активы, но и являются важным инструментом управления.

Все пакеты акций государства можно разделить на следующие группы:

- государственный пакет акций, который целесообразно реализовать в ближайшее время путем его продажи; он не приносит дохода, а стоимость управления выше стоимости самого пакета акций;
- государственный пакет акций, который целесообразно сохранять в течение относи-

тельно длительного времени в собственности государства, так как это акции приносящие высокие дивиденды, пополняющие бюджет, либо не приносящие доход акции предприятий, имеющих стратегически важное значение для экономики и государства.

Несомненно, что для каждой группы необходима разработка собственной стратегии управления.

В первом случае основной целью является поиск институционального инвестора и рост курсовой стоимости акций. Для этого определяют финансовое положение предприятия, проводят независимую аудиторскую проверку. Безусловно, если предприятие находится на грани банкротства, то не приходится рассчитывать на продажу акций по высокой цене, и возникает необходимость проведения оздоровительных мероприятий. Для каждого конкретного случая может быть выбрана своя стратегия продажи государственного пакета акций. В существующих условиях это пакеты акций на уровне блокирующего или менее блокирующего, и их необходимо продавать по любой цене, так как они являются непосильным грузом для государства.

Принятие решений по данному вопросу возлагается на ФГИУ, Национальное агентство по управлению государственными корпоративными правами, специалистов отраслевых министерств, лиц, уполномоченных на представление государственных корпоративных прав [3].

ФГИУ управляет правами государства в более чем 1,5 тыс. АО (с холдингами более 2 тыс.). Из этого объема корпоративных прав только 400 объектов дают 90 % доходов. Поэтому для государства будет целесообразным сократить количество объектов управления, в частности, количество холдинговых компаний, если они были созданы искусственно. Однако такая организационная форма государственного предпринимательства может быть сохранена в военно-промышленном комплексе, нефтегазовом комплексе, самолетостроении и судостроении [2].

В случае сохранения в собственности государства пакета акций, основной целью управления является обеспечение устойчивой работы предприятия, развитие целевой производственной деятельности и получение высоких дивидендов. Представителям государства в данном случае необходимо также поддерживать стабильный, умеренный рост курсовой стоимости акций во избежание спекулятивно резких изменений ее величины.

Во избежание захвата контроля над АО представитель государственных корпоративных прав должен отслеживать все основные сделки с акциями, а в случае необходимости ставить вопрос об увеличении государственной доли в уставном капитале для сохранения над предприятием контроля, если оно имеет стратегически важное значение для экономики. Для проведения дополнительной эмиссии возможно создание бюджетного фонда на предприятии.

По мере истечения срока закрепления государственного пакета акций, представитель государства должен вносить в орган управления государственными корпоративными правами предложения о целесообразности продления срока закрепления, полной или частичной продажи пакета, продажи пакета с введением «золотой акции». Для того, чтобы не нарушать права акционеров уже существующих АО, предлагается ввести институт «золотой акции» во вновь созданных АО, в которых государство является пока единственным акционером. Институт «золотой акции» целесообразно вводить только для объектов национальной безопасности, например, в сфере энергетики. Следует отметить, что введение такого института потребует внесения изменений в корпоративное законодательство.

Особого внимания и контроля за управлением требуют пакеты акций предприятий, не приносящих дохода, но имеющих важное социальное и стратегическое значение для экономики и национальной безопасности. Такие корпоративные права закрепляются за государством

до тех пор, пока не будут созданы альтернативные рыночные механизмы.

Представляется, что для анализа эффективности управления государственными корпоративными правами необходимо создание при содействии всех субъектов стратегического управления государственным имуществом специальной системы экономического анализа.

В целом следует сделать вывод о том, что корпоратизация является наиболее перспективным направлением в развитии государственного (общественного) предпринимательства в условиях становления современного рыночного хозяйства Украины, и что дальнейшее развитие государственного (общественного) предпринимательства во многом зависит от формирования эффективной системы управления государственными корпоративными правами, отвечающей современным рыночным условиям. В этой связи особую важность приобретает создание необходимых условий для реализации государственных интересов в управлении корпоративными правами, для чего необходима гармонизация правового, административного и хозяйственного обеспечения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Чечетов М. Нова програма приватизації – головна складова економічної стратегії держави // Дзеркало тижня. 2003. 29 березня.
2. Григоренко Е. Корпоративные права // Бизнес. 2003. 26 мая.
3. Кибенко Е. Р. Корпоративное право: Уч. пособие. – Х.: Эспада, 1999.

Поступила в редколлегию 26.09.03.

Наукове видання

В І С Н И К
Дніпропетровського
національного університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Випуск 4
Українською, російською та англійською мовами

Відп. за випуск *І. П. Корженевич*,
Комп'ютерна верстка *Я. І. Заїць*,
Коректори *Т. В. Щепоткіна, Т. В. Мацкевич*

Здано до набору 30.06.04. Підписано до друку 18.11.04. Формат 60×84 1/8.
Папір офсетний. Друк офсетний. Умов. друк. арк. 28,61.
Обл.-вид. арк. 29,54. Тираж 150 прим. Замовлення № 195. Видавн. № 90.

Видавництво Дніпропетровського національного університету залізничного
транспорту імені академіка В. Лазаряна. ДК № 1315 від 31.03.2003