



# *Научно-технический вестник*

БРЯНСКОГО  
ГОСУДАРСТВЕННОГО  
УНИВЕРСИТЕТА

Б Р Я Н С К

---

2017(4)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический  
ВЕСТНИК  
Брянского  
государственного  
университета**

**№ 4  
2017**

**Технические науки**

**Nauchno-tekhnicheskiy  
VESTNIK  
Bryanskogo  
gosudarstvennogo  
universiteta**

**Scientific and Technical Journal of  
Bryansk State University**

**№ 4  
2017**

**Engineering Science**

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 4 (2017). Брянск: РИО БГУ, 2017. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>

Размещено на официальном сайте журнала: 25.12.2017

**Председатель Редакционного совета БГУ им. акад. И.Г. Петровского:**

*А.В. Антюхов* – доктор филологических наук, профессор, ректор Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия).

**Главный редактор сетевого издания:**

*А.В. Лагереv* – доктор технических наук, заместитель директора НИИ фундаментальных и прикладных исследований Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия)

**Ответственный секретарь сетевого издания:**

*И.В. Мельников* – кандидат биологических наук, начальник Редакционно-издательского отдела Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия).

**Редакционная коллегия сетевого издания:**

*Д.В. Артамонов* – доктор технических наук, первый проректор Пензенского государственного университета (г. Пенза, Россия);

*Н.И. Баурова* – доктор технических наук, декан факультета дорожных и технологических машин Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (г. Москва, Россия);

*В.В. Беляков* – доктор технических наук, начальник управления научно-исследовательских и инновационных работ Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева (г. Нижний Новгород, Россия);

*А.В. Вершинский* – доктор технических наук, профессор кафедры подъемно-транспортных систем Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана (г. Москва, Россия);

*А.А. Короткий* – доктор технических наук, заведующий кафедрой транспортных систем и логистики Донского государственного технического университета (г. Ростов-на-Дону, Россия);

*А.В. Лагереv* – доктор технических наук, заместитель директора НИИ фундаментальных и прикладных исследований Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия);

*И.А. Лагереv* – доктор технических наук, проректор по инновационной работе Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия);

*В.М. Пашкевич* – доктор технических наук, проректор по научной работе Белорусско-Российского университета (г. Могилев, Беларусь);

*И.А. Полянин* – доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин Поволжского государственного технологического университета (г. Йошкар-Ола, Россия);

*А.В. Рыбаков* – доктор технических наук, начальник лаборатории информационного обеспечения населения и технологий информационной поддержки Академии гражданской защиты МЧС России (г. Химки, Россия);

*Н.Г. Ярушкина* – доктор технических наук, первый проректор-проректор по научной работе Ульяновского государственного технического университета (г. Ульяновск, Россия).

**Editorial Council Chairman of Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University:**

*A.V. Antyukhov* – Doctor of Philological Sciences, Professor, Rector at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia).

**Chief editor:**

*A.V. Lagerev* - Doctor of Technical Sciences, Vice director of Institute of basic and applied research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia).

**Executive secretary:**

*I.V. Melnikov* – Candidate of Biological Sciences, Chief of Editorial-publishing Department at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia).

**Editorial Board:**

*D.V. Artamonov* – Doctor of Technical Sciences, first Vice rector at Penza State University (Penza, Russia);

*N.I. Baurova* – Doctor of Technical Sciences, Dean of faculty of road and technological machines at Moscow automobile and road construction state technical University (Moscow, Russia);

*V.V. Belyakov* – Doctor of Technical Sciences, Head of research and innovation Department at Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev (Nizhny Novgorod, Russia);

*A.V. Vershinsky* - Doctor of Technical Sciences, Professor of chair of Lifting and transport system at Moscow State Technical University named N.E. Bauman (Moscow, Russia);

*A.A. Korotky* - Doctor of Technical Sciences, Head of chair of transport systems and logistics at Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russia);

*A.V. Lagerev* - Doctor of Technical Sciences, Vice director of Institute of basic and applied research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia);

*I.A. Lagerev* – Doctor of Technical Sciences, Vice rector at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia);

*V.M. Pashkevich* - Doctor of Technical Sciences, Vice rector at Belarusian-Russian University (Mogilev, Belarus Republic);

*I.A. Polyinin* - Doctor of Technical Sciences, Professor of chair of transport and technological machines at Povolzhskiy State Technical University (Yoshkar-Ola, Russia);

*A.V. Rybakov* - Doctor of Technical Sciences, Head of Laboratory of information technologies and providing the population at Academy of civil defence EMERCOM of Russia (Khimki, Russia);

*N.G. Yarushkina* - Doctor of Technical Sciences, first Vice rector at Ulyanovsk State Technical University (Ulyanovsk, Russia).

Электронный журнал «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации: Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.

**16+**

Ответственность за точность фактологического материала, используемого в статьях, несут авторы.

© Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2017  
© 2017 Nauchno-tekhicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



The Journal and its metadata are licensed under CC BY-SA

## СОДЕРЖАНИЕ

### ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

#### Машиностроение и машиноведение

*Ерохин В.В. (Брянск, Российская Федерация)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-369-373

Методы цифровых дифференциальных анализаторов при реализации геометрической задачи в станках с ЧПУ ..... 369

*Лагерев И.А. (Брянск, Российская Федерация)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-374-380

Оценка усталостной прочности и живучести боковой рамы литой тележки грузового вагона ..... 374

*Скрябин М.Л., Смехова И.Н. (Киров, Российская Федерация)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-381-388

Особенности теорий формирования оксидных пленок на поршневых алюминиевых сплавах дизелей при микродуговом оксидировании ..... 381

#### Транспортное, горное и строительное машиностроение

*Гончаров К.А., Денисов И.А. (Брянск, Российская Федерация)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-389-399

Комплексная математическая модель функциональной эффективности грузоподъемного крана ..... 389

*Лагерев А.В., Лагерев И.А. (Брянск, Российская Федерация)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-400-414

Оптимальное проектирование линии канатного метро с унифицированными промежуточными опорами ..... 400

*Нилов В.А. (Воронеж, Российская Федерация)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-415-419

Моделирование работы скреперов с толкачом ..... 415

*Нилов В.А., Федоров Е.В. (Воронеж, Российская Федерация)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-420-425

Рациональное агрегатирование тяговых и рабочих машин ..... 420

*Ритенман И.Л., Ритенман В.И., Блейимидт Л.И. (Брянск, Карачев, Российская Федерация)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-426-446

Вероятность возникновения отказов при эксплуатации механизма передвижения грузовой тележки мостового крюкового электрического крана ..... 426

*Толкачев Е.Н. (Брянск, Российская Федерация)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-447-455

Влияние положения подвесок на трассе конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при нарушении подвода электропитания приводов ..... 447

**Безопасность деятельности человека**

*Сухов С.С., Белова Т.И., Растягаев В.И., Филиппов А.А. (Брянск, Кокино, Российская Федерация)*

*DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-456-462*

Снижение риска столкновения автотранспортных средств ..... 456

**Транспорт**

*Сатторов С.Б. (Ташкент, Республика Узбекистан)*

*DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-463-468*

Исследование способа размещения технических станций ..... 463

*Светашиев А.А., Солиев А.У. (Ташкент, Республика Узбекистан)*

*DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-469-474*

Концепция составообразования на сортировочных станциях ..... 469

## CONTENT

### ENGINEERING SCIENCE

#### Machinery Building and Theoretical Engineering

*Erokhin V.V. (Bryansk, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-369-373

Methods of digital differential analyzers in the implementation of the geometrical problem in CNC metal cutting machine ..... 369

*Lagerev I.A. (Bryansk, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-374-380

Fatigue strength analysis of a freight car bogie's side frame ..... 374

*Skryabin M.L., Smekhova I. N. (Kirov, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-381-388

Features of the theories of the formation of oxide films on aluminum alloys piston diesel engines with micro-arc oxidation ..... 381

#### Transport, Mining and Construction Machinery

*Goncharov K.A., Denisov I.A. (Bryansk, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-389-399

A unified mathematical model of functional efficiency of a hoisting crane ..... 389

*Lagerev A.V., Lagerev I.A. (Bryansk, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-400-414

Optimal design of the cable metro with unified intermediate supports ..... 400

*Nilov V.A. (Voronezh, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-415-419

Simulation of the scrapers with pusher ..... 415

*Nilov V.A., Fedorov E.V. (Voronezh, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-420-425

The rational unit of traction and working machines ..... 420

*Ritenman I.L., Ritenman V.I., Bleyshmidt L.I. (Bryansk, Karachev, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-426-446

The likelihood of failures in the operation of the mechanism of movement of a cargo truck electrical hook bridge crane ..... 426

*Tolkachev E.N. (Bryansk, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-447-455

The impact of the provisions of the suspensions on the track of conveyor with suspended belt and distributed drive in violation of the power supply of the drives ..... 447

#### Safety of Human Activities

*Sukhov S.S., Belova T.I., Rastyagaev V.I., Filippov A.A. (Bryansk, Kokino, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-456-462

Reducing the risk of collision of vehicles ..... 456

## **Transport**

*Sattorov S.B. (Tashkent, Republic of Uzbekistan)*

*DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-463-468*

Study of the method of placing technical stations ..... 463

*Svetashev A.A., Soliev A.U. (Tashkent, Republic of Uzbekistan)*

*DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-469-474*

Concept of composition formation at marshalling yards ..... 469

УДК 621.9

**МЕТОДЫ ЦИФРОВЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ АНАЛИЗАТОРОВ ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ В СТАНКАХ С ЧПУ**

Ерохин В.В.

Брянский государственный университет имени академика И.Г Петровского (Брянск, Россия)

В статье рассматриваются методы реализации геометрической задачи в станках с ЧПУ с использованием цифровых дифференциальных анализаторов. Рассмотрены достоинства и недостатки реализации интерполяции в системах ЧПУ различными методами, особое внимание уделено общим методам цифровых дифференциальных анализаторов в реализации интерполяции движения рабочих органов станка. Проанализированы методы интерполяции, в которых для численного интегрирования используется метод Эйлера, основанный на разложении функции в ряд Тейлора с отбрасыванием старших (второй и выше) степеней разложения. Показана математическая формализация построения сложных кривых методами цифровых дифференциальных анализаторов – плоских кривых второго порядка, таких как парабола, гипербола, эллипс.

**Ключевые слова:** числовое программное управление, качество обработки, интерполяция, технологическое оборудование.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-369-373

Данная статья является продолжением и дополнением ранее опубликованных работ [1, 2].

В микропроцессорных системах ЧПУ широко используются только интерполяторы с задающими словами в качестве управляющих сигналов, в которых частота прерываний не зависит от заданной скорости перемещений.

Среди различных методов цифровых дифференциальных анализаторов можно выделить общие методы, различающиеся способом получения числового решения, и частные, различающиеся способом определения производных [3-5].

**Общие методы цифровых дифференциальных анализаторов.**

Наиболее распространены методы интерполяции, в которых для численного интегрирования используется метод Эйлера, основанный на разложении функции в ряд Тейлора с отбрасыванием старших (второй и выше) степеней разложения. В этом случае

$$Y(X_0+h)=Y_0+h\dot{Y}(X_0), \quad (1)$$

где  $h$  – шаг интерполяции или дискретность перемещения;  $Y(X)$  – интерполяционная функция, заданная в явном виде;  $X_0$  – координата начальной точки;  $Y_0 = Y(X_0)$ .

Для прямой  $\dot{Y}(X) = const$  уравнение (1) приобретает вид (метод Л1)

$$Y(X_0+h)=Y(X_0)+h_k.$$

Это уравнение можно записать в итеративной форме:

$$Y_{i+1} = Y_i + h_k,$$

где  $h_k = \frac{VL_k T}{L}$ ;  $V$  – контурная скорость;  $L_k$  – перемещение по  $k$ -й координате;  $T$  – такт интерполяции;  $L$  – длина перемещения, заданного в кадре.

Исходным уравнением окружности является дифференциальное уравнение второго порядка  $\ddot{X}+X=0$ , которое легко преобразовать в систему дифференциальных уравнений первого порядка, сделав замену  $Y=\dot{X}$ . В этом случае  $\dot{Y}=\ddot{X}$  и система уравнений первого порядка получит вид

$$\begin{aligned} \dot{X} &= f(X, Y, t) = Y; \\ \dot{Y} &= g(X, Y, t) = -X. \end{aligned} \quad (2)$$

Для окружности  $h = \frac{VT}{R}$  (где  $R$  – радиус окружности) при  $h > 0$  движение осуществляется по часовой стрелке, а при  $h < 0$  – против часовой стрелки. Подставляя уравнение (1) в систему уравнений (2), получим систему уравнений для реализации интерполяционного процесса (метод К1 – метод Эйлера).

$$\begin{aligned} X_{i+1} &= X_i + hY_i; \\ Y_{i+1} &= Y_i - hX_i. \end{aligned}$$

Так как при решении системы уравнений (2) используется разложение в бесконечный степенной ряд с отбрасыванием старших степеней разложения, точность метода зависит главным образом от ошибки усечения. Для дуги в четверть окружности ошибка по радиусу составит

$$E_r = \frac{\pi R}{h} (\sqrt{1+h^2} - 1),$$

при малых  $h$  ( $h \ll 1$  радиана) -

$$E_r = 0,25\pi h R.$$

Можно уменьшить ошибку, используя модификацию метода Эйлера, называемую усовершенствованным методом ломаных, при котором сначала вычисляются промежуточные значения

$$X_{i+0,5} = X_i + 0,5\Delta X_i;$$

$$Y_{i+0,5} = Y_i + 0,5\Delta Y_i,$$

где  $\Delta X_i, \Delta Y_i$  – приращения по координатам  $X$  и  $Y$  соответственно (рис. 1). В этом случае система уравнений (2) приобретет вид (метод К2)

$$X_{i+1} = X_i + hY_{i+0,5};$$

$$Y_{i+1} = Y_i - hX_{i+0,5}.$$

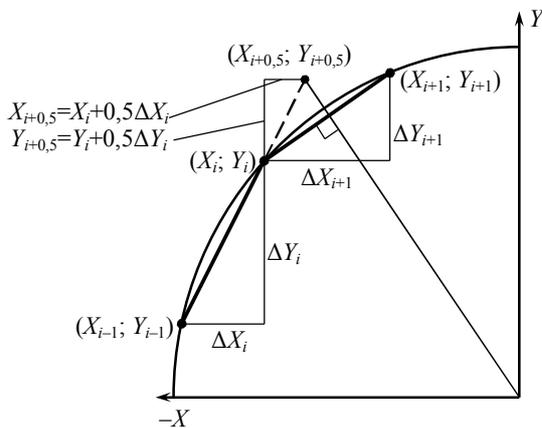


Рис. 1. Интерполяция по методу К2

Ошибка на каждом шаге при использовании этого метода имеет порядок малости  $h^3$ . Однако увеличение точности требует дополнительных затрат процессорного времени на вычисление координат промежуточных точек  $X_{i+0,5}$  и  $Y_{i+0,5}$ .

Круговой интерполятор, основанный на применении модифицированного метода Эйлера, используется в системах ЧПУ «Электроника НЦ-31-М» и «Электроника МС 2109». Программная операция умножения в процессорах этих систем позволяет легко реализовать метод К2. Потери на вычисление промежуточных точек являются незначительными, так как требуют дополнительно только одну операцию сдвига и сложения на координату [3, 5].

Другой возможностью уменьшить ошибку является использование уточненного метода Эйлера (метода К3), при котором

$$X_{i+1} = X_{i-1} + 2hY_i;$$

$$Y_{i+1} = Y_{i-1} - 2hX_i,$$

т.е. для определения координат очередной точки используются значения в двух предшествующих точках. Таким образом, при практически одном и том же объеме вычислительной работы можно получить значительно более малую погрешность, чем при обычном методе Эйлера (метод К1). Аппроксимация окружности при использовании метода К3 показана на рис. 2. Алгоритм интерполяции с использованием уточненного метода Эйлера применяется в системе ЧПУ 2С85 и более современных аналогах систем ЧПУ.

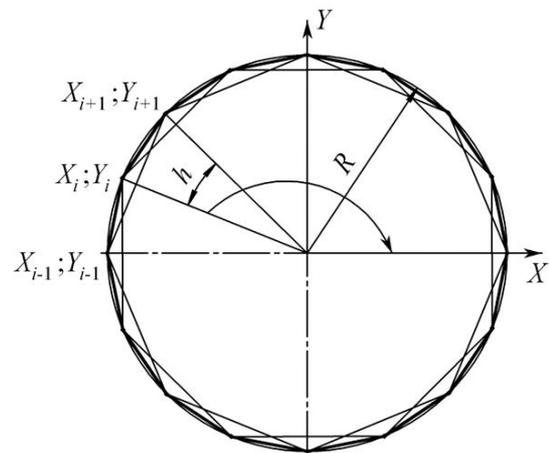


Рис. 2. Интерполяция по методу К3

Методы К2 и К3 не являются самостартующими, т.е. их нельзя применять для вычисления первой точки. В этом случае на первом шаге приходится использовать какой-то другой метод, что создает определенные неудобства и нарушает монотонность программы, реализующей алгоритм круговой интерполяции. Так как вычисления координат точки на аппроксимирующей ломаной производятся в микропроцессорных системах ЧПУ последовательно, то используют алгоритм, при котором для вычисления второй координаты используется новое значение первой (метод К4), т.е.

$$X_{i+1} = X_i + hY_i;$$

$$Y_{i+1} = Y_i - hX_{i+1}.$$

Ошибка  $E_r$  достигает максимального значения при интерполировании дуги в четверть

окружности. При дальнейшем увеличении дуги ошибка начинает уменьшаться. В этом случае  $E_r=0,25hR$ , т.е. имеет порядок малости  $h$ , но в  $\pi$  раз меньше, чем при применении метода К1.

Модернизовав алгоритм метода К4, т.е. чередуя последовательность вычисления координат через такт, получим алгоритм круговой интерполяции (метод К5):

$$\begin{aligned} X_i &= X_{i-1} + hY_{i-1}; \\ Y_i &= Y_{i-1} - hX_i. \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} Y_{i+1} &= Y_i - hX_i; \\ X_{i+1} &= X_i + hY_{i+1}. \end{aligned} \quad (4)$$

Ошибка по радиусу при интерполировании дуги в четверть окружности при использовании данного метода составляет  $E_r=0,5h^2R$ . Метод можно применять только тогда, когда величина  $h$  не изменяется от такта к такту, так как в противном случае появляется дополнительная ошибка, вызванная тем, что значение  $h$  при использовании уравнений (3) и (4) различно. При использовании метода интерполяции К6 можно избежать указанного недостатка:

$$\begin{aligned} X_i &= X_{i-1} + 0,5hY_{i-1}; \\ Y_{i+1} &= Y_{i-1} - 2hX_i; \\ X_{i+1} &= X_i + 0,5hY_{i+1}. \end{aligned}$$

При этом объем вычислений увеличивается незначительно, а алгоритм становится универсальным, так как все вычисления производятся в одном такте (метод К6). Применение метода К6 оправдано, если в системе ЧПУ имеются функции подачи на оборот, разгона и торможения. Алгоритм круговой интерполяции, основанный на методе К6, используется в системе ЧПУ «Электроника МС 2109» [3, 5].

Дальнейшее уменьшение ошибки возможно при использовании методов численного интегрирования с двухкратным и более интегрированием. Одним из наиболее употребимых алгоритмов круговой интерполяции является метод Тейлора (метод К7), при котором уравнения имеют вид

$$\begin{aligned} X_i &= X_{i-1} + hY_{i-1} - 0,5h^2X_{i-1}; \\ Y_i &= Y_{i-1} - hX_{i-1} - 0,5h^2Y_{i-1}. \end{aligned}$$

В этом случае при интерполировании дуги в четверть окружности ошибка составит  $E_r=0,0625\pi R h^2$ , т.е. она имеет порядок малости  $h^2$ .

Данный алгоритм использован в системе ЧПУ 2С42-65 и ряде других.

В условиях развития электронно-вычислительной техники можно использовать алгоритм интерполяции с тройным интегрированием, что приводит к значительному уменьшению ошибки интерполяции.

Минимальную ошибку дает метод Рунге-Кутты четвертого порядка, причем с увеличением порядка увеличивается число необходимых вычислений.

Рассмотрены различные методы построения отрезков прямых и дуг окружностей. Возможно построение и более сложных кривых методами цифровых дифференциальных анализаторов, например, плоских кривых второго порядка, таких как парабола, гипербола, эллипс. При построении этих кривых встречаются определенные вычислительные трудности.

При использовании метода Эйлера для интерполирования сложных кривых система уравнений будет иметь вид

$$\begin{aligned} X_i &= X_{i-1} + \frac{L_i}{\sqrt{1 + \left(\frac{\partial Y}{\partial X}\right)^2}}; \\ Y_i &= Y_{i-1} + \frac{L_i}{\sqrt{1 + \left(\frac{\partial X}{\partial Y}\right)^2}}, \end{aligned}$$

где  $L_i = VT$ ;  $\partial X$ ,  $\partial Y$  – вычисляются в точках  $X_{i-1}$  и  $Y_{i-1}$ .

В случае окружности

$$\sqrt{1 + \left(\frac{\partial Y}{\partial X}\right)^2} = \frac{R}{Y}; \quad \sqrt{1 + \left(\frac{\partial X}{\partial Y}\right)^2} = \frac{R}{X},$$

получаем формулы метода К1. Для любых других кривых второго порядка необходимо вычисление производных и извлечение квадратного корня различными известными методами.

Применение интерполяторов для воспроизведения сложных кривых ограничивается сложностью вычислений производных и извлечения квадратного корня, а также сложностью построения эквидистанты к произвольным кривым второго порядка, так как для всех кривых кроме окружности и эвольвенты эквидистанта не является кривой того же порядка (например, эквидистанта эллипса представляет собой дробно-рациональную кривую, эквивалентную кривой восьмого порядка и, естественно, не может интерполиро-

ваться в реальном масштабе времени аппаратными средствами большинством ЧПУ).

**Частные методы цифровых дифференциальных анализаторов.**

Задачи, решаемые при разработке интерполяторов методами дифференциальных уравнений, отличаются от обычных задач численного интегрирования тем, что при построении интерполяторов заранее известен вид кривой, которая описывается дифференциальным уравнением. Это позволяет использовать различные допущения при нахождении решений.

При построении дуги окружности используется разложение в ряд, при этом в разложении  $\sin\alpha$  заменяется на  $\alpha$  и  $\cos\alpha$  заменяется 1 (единицей). Такая замена используется и в рассмотренных методах.

Можно упрощать интерполяционные вычисления путём усечения ряда после второго члена, а вычисление производной до начала интерполяции на этапе подготовки. При этом ошибка по радиусу на дуге в четверть окружности составляет  $E_r = 0,0625\pi h^2 R$ . Этот метод увеличивает точность только при  $h = \text{const}$ , в противном случае значительно увеличивается объем вычислений при расчете.

Сложность нахождения второго и последующих членов разложения в ряд тригонометрических функций показывает, что более перспективными с точки зрения увеличения точности являются методы интерполяции с многократным интегрированием.

**Список литературы**

1. Ерохин, В.В. Выбор методов реализации геометрической задачи управления устройствами ЧПУ в технологическом оборудовании / В.В. Ерохин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. – №1. – С. 18-25. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-01-18-25
2. Ерохин, В.В. Реализация геометрической задачи в станках с ЧПУ / В.В. Ерохин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. – №2. – С. 135-141. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-02-135-141
3. Белов, М.П. Инжиниринг электроприводов и систем автоматизации / М.П. Белов, О.И. Зементов, А.Е. Козярук. – М.: Академия, 2006. – 368 с.
4. Ерохин, В.В. Системы управления производственным процессом / В.В. Ерохин, М.П. Топорков, Т.А. Моргаленко. – Брянск: БГТУ, 2009. – 158 с.
5. Сосонкин, В.Л. Систем числового программного управления / В.Л. Сосонкин, Г.М. Мартинов. – М.: Логос, 2005. – 296 с.

**Сведения об авторе**

Ерохин Виктор Викторович - доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автоматизированные информационные системы и технологии» ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», [erohinvv@mail.ru](mailto:erohinvv@mail.ru).

**METHODS OF DIGITAL DIFFERENTIAL ANALYZERS IN THE IMPLEMENTATION OF THE GEOMETRICAL PROBLEM IN CNC METAL CUTTING MACHINES**

Erokhin V.V.

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University

The article deals with methods for the implementation of a geometric problem in CNC machines using digital differential analyzers. The advantages and disadvantages of the implementation of interpolation in CNC systems by various methods are considered, special attention is paid to the general methods of digital differential analyzers in the implementation of the interpolation of the movement of the working organs of the machine tool. Interpolation methods are analyzed in which the Euler method is used for numerical integration, based on the expansion of the function in a Taylor series with discarding the highest (second and higher) degrees of expansion. The mathematical formalization of the construction of complex curves is shown by the methods of digital differential analyzers - plane curves of the second order, such as parabola, hyperbola, ellipse.

**Keywords:** CNC, machining quality, interpolation, process equipment.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-369-373

### References

1. Erokhin V.V. Select method of implementing the control device of geometrical problems in the process equipment CNC. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.1, pp. 18-25. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-01-18-25 (In Russian)

2. Erokhin V.V. Implementation of the geometrical problem in CNC metal cutting machine. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.2, pp. 135-141. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-02-135-141 (In Russian)

3. Belov M.P., Zementov O.I., Kozyaruk A.E. *Inzhiniring elektroprivodov i sistem avtomatizatsii* [Engineering of electric drives

and automation systems]. Moscow, Akademiya, 2006. 368 p. (In Russian)

4. Erokhin V.V., Toporkov M.P., Morgalenko T.A. *Sistemy upravleniya proizvodstvennym protsessom* [Control systems production process]. Bryansk, BSTU, 2009. 158 p. (In Russian)

5. Sosonkin V.L., Martinov G.M. *Sistemy chislovogo programmno upravleniya* [Systems CNC]. Moscow, Logos, 2005. 296 p. (In Russian)

### Author' information

Viktor V. Erokhin - Doctor of Technical Sciences, Professor at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, [erohinvv@mail.ru](mailto:erohinvv@mail.ru).

Дата принятия к публикации  
(Date of acceptance for publication)  
22.08.2017

Дата публикации  
(Date of publication):  
25.12.2017



УДК 629.463

## ОЦЕНКА УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ И ЖИВУЧЕСТИ БОКОВОЙ РАМЫ ЛИТОЙ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

Лагереv И.А.

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)

В работе рассмотрены подходы к исследованию усталостной прочности и живучести боковой рамы 18-100 литой тележки грузового вагона. В последнее время отмечается снижение качества изготовления данных боковых рам и повышение количества дефектов, что приводит к росту числа разрушений, приводящих к авариям. В статье приведены расчетные зависимости коэффициента интенсивности напряжений при различных видах усталостной трещины (поверхностная и сквозная). Разработан алгоритм расчета живучести, предполагающий блочное представление нагруженности рамы по сечению с трещиной, учитывающий эффект торможения роста трещины под действием перегрузок. С использованием предложенных подходов выполнен расчет боковой рамы на усталостную прочность и живучесть. Кроме того, выполнены дополнительные численные расчеты живучести в специализированном программном комплексе. Установлено, что наличие в боковой раме трещиноподобных дефектов с размером более 1 мм недопустимо, так как это резко снижает живучесть конструкции.

**Ключевые слова:** грузовой вагон, литая тележка, боковая рама, трещина, усталость, живучесть, трещиностойкость, нагруженность, дефекты.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-374-380

Безопасность эксплуатации повреждаемых конструкций обеспечивается правильным выбором материалов, комплексом конструктивно-технологических приемов замедления процесса развития трещины, техникой и регламентом дефектоскопического контроля. Существенную роль в обеспечении безопасности играет и достоверная оценка усталостной прочности и живучести конструкции, поскольку от нее зависит межремонтный период объекта. Актуальной является задача определения длительности роста трещины от момента ее визуального обнаружения до разрушения, которое сможет привести к аварии (крушению поезда).

В расчетах усталостной прочности элементов вагонной тележки определяется момент зарождения трещины при существующей технологии изготовления и реальных

условиях эксплуатации конструкции [1, 2]. В дальнейшем, при расчетах на живучесть оценивается долговечность конструкции с трещиной на стадии ее развития от начального размера до критического [3]. По результатам расчета на живучесть решается ряд важных для практики задач: определение максимально допустимых размеров трещин и трещиноподобных дефектов, обоснование периодичности обследования конструкции, анализ эффективности мероприятий по повышению живучести.

Объектом исследования является боковая рама литой тележки 18-100 грузового вагона (рис. 1). Боковые рамы являются ответственными деталями конструкции, от которых существенно зависит безопасность движения грузовых вагонов.

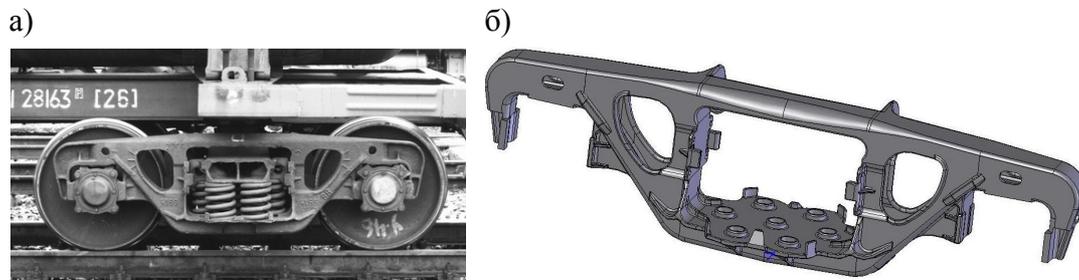


Рис. 1. Литая тележка 18-100 грузового вагона:  
а – тележка под вагоном; б – твердотельная модель для расчетов [2]

Специалистами отмечается снижение качества изготовления данных боковых рам,

повышение количества дефектов (рис. 2) и числа разрушений [4, 5]. Таким образом, те-

ма исследования является актуальной и направлена на решение важной научно-технической задачи повышения надежности и безопасности движения грузовых поездов.

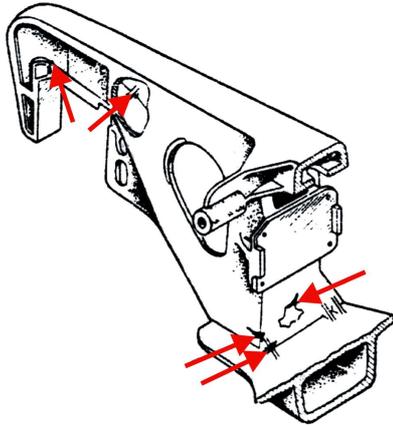


Рис. 2. Наиболее распространенные дефекты боковой рамы

Выполненные расчеты (рис. 3) боковых рам методом конечных элементов [2, 6] показали существенную неравномерность распределения напряжений в конструкции. Данные результаты подтверждаются результатами экспериментальных исследований [2]. Однако не только это обуславливает низкую надежность конструкции. В изломах разрушенных рам обнаружены шлаковые включения, рыхлости, усадочные раковины и другие литейные дефекты, выходящие на поверхность. Эти дефекты являются очагами зарождения усталостных трещин, которые быстро развиваются в условиях отмеченной особенности напряженно-деформированного состояния.

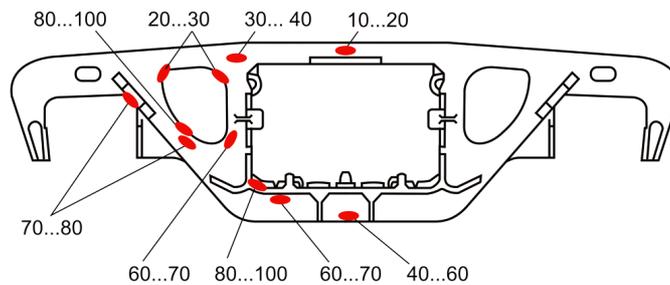


Рис. 3. Эквивалентные напряжения (МПа) от вертикальных нагрузок в наиболее нагруженных зонах боковой рамы [2]

Наиболее быстро трещины растут в буксовых проемах, где действующие эквивалентные напряжения достигают 100 МПа. С ростом трещины выходят по одной из вертикальных стенок на угол окна облегчения и вызывают разрушение всего сечения. Поэтому расчеты на живучесть проводились для наиболее опасного сечения боковой рамы – внутреннего угла буксового проема.

Выполнен численный расчет усталостной прочности боковой рамы с помощью программы Fatigue на основе распределения напряжений в боковой раме, полученного методом конечных элементов. Для уменьшения объема вычислений численный расчет долговечности выполнен для следующих узлов конечноэлементной сетки, лежащих на поверхности рессорного проема (рис. 4).

Боковая рама изготовлена из стали 20ГЛ, которая соответствует нормализованной марганцовистой стали (код 28). Состояние поверхности боковой рамы соответствует от-

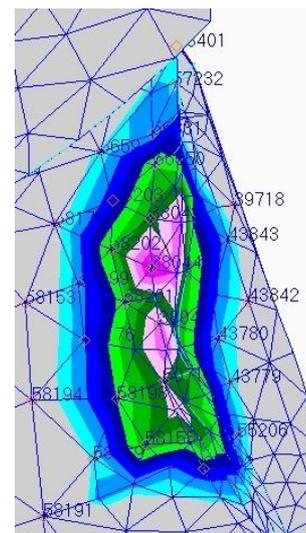


Рис. 4. Узлы буксового проёма для расчета в программе Fatigue

сутствию обработки, упрочнения и сварочных соединений. После подготовки входного файла для программы Fatigue был проведен

расчет методом Смита-Ватсона-Топплера с учетом пластичности по Нейберу на основе главных напряжений с вероятностью работы боковой рамы без повреждений равной 95%. Результаты вычислений для различных узлов рессорного проема приведены в табл. 1.

Таблица 1  
Результаты расчета ресурса боковой рамы

Номер узла	Накопленное повреждение, циклов	Ресурс, лет
4143	0.03565	28.0
4147	0.02237	44.7
4157	0.02237	44.7
42783	0.03565	28.0
42786	0.17100	<b>5.8</b>
43648	0.03565	28.0
48451	0.03364	29.7
49767	0.03364	29.7
54897	0.02237	44.7
56507	0.00270	371.0
55920	475.100	<b>0.5</b>

Полученные результаты показали, что ресурс боковой рамы по критерию образования трещин составляет 28 лет. Однако в наиболее нагруженных областях трещины могут образовываться даже после года эксплуатации, так как они после изготовления содержат трещиноподобные дефекты, показанные на рис. 2. Поэтому необходимо проводить расчеты ресурса с учетом стадии живучести.

Коэффициент интенсивности напряжений  $K_I$  является важнейшим параметром для расчета живучести конструкции. Он определен методом конечных элементов на основании формулы Ирвина [1, 3]:

$$K_I = \frac{\sigma_x \sqrt{2\pi r}}{\cos(0,5\theta)(1 - \sin(0,5\theta) \sin(1,5\theta))}, \quad (1)$$

где  $\sigma_x$  – расчетное значение осевого напряжения, вычисленное с помощью метода конечных элементов;  $r, \theta$  – координаты точки в зоне пластической деформации.

В результате расчета боковой рамы тележки с трещинами различных размеров по формуле (1) были определены коэффициенты интенсивности напряжений. Зависимость коэффициента интенсивности напряжений от

длины трещины нормального отрыва  $l$  представлена на рис. 5.

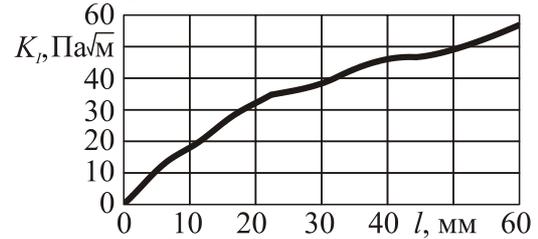


Рис. 5. Зависимость коэффициента интенсивности напряжений от длины трещины  $l$

Из результатов испытаний известен спектр нагруженности боковых рам тележек [7]. Установлено, что функция распределения амплитуд напряжений в опасных сечениях соответствует распределению Релея [8]:

$$F(\sigma_a) = 1 - \exp\left(-\frac{\sigma_a^2}{2S_a^2}\right),$$

где дисперсия  $S_\sigma = 14$  МПа.

Реальный стационарный случайный процесс изменения напряжений представлен в виде блочного, состоящего из базового процесса и последовательности редких выбросов  $B_i$  (рис. 6).

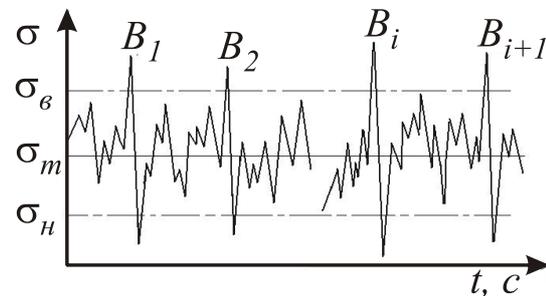


Рис. 6. Схематизация процесса нагружения [8]

Базовый процесс отличается от исходного тем, что его функция плотности распределения экстремумов является усеченной. Границы усечения сверху  $\sigma_\epsilon$  и снизу  $\sigma_H$  составляют 3 стандарта процесса. Наличие выбросов приводит к возникновению эффекта торможения трещины, который связан с усиленным по сравнению с базовым процессом ростом зоны пластичности в вершине трещины, а также со смыканием в ряде случаев ее берегов [9]. Если считать, что процесс является узкополосным, то эквивалентную амплитуду напряжений базового процесса можно найти следующим образом:

$$\sigma_{акв} = \sqrt{2}S_{\sigma} = 19,84 \text{ МПа.}$$

Перейдем от случайного нагружения к регулярному, оставив в качестве элемента случайности перегрузки (рис. 7). Максимальный уровень выброса принимается из условия появления выброса один раз за весь планируемый срок эксплуатации объекта, минимальный уровень определяется как уровень, ниже которого влиянием выброса на скорость роста трещины можно пренебречь. Полученная таким образом область значений рассматриваемых выбросов разбивается на 5 подинтервалов, в соответствии с принятыми интервалами устанавливаются значения уровней выбросов. Начало первого интервала – 45 МПа, конец последнего – 90 МПа.

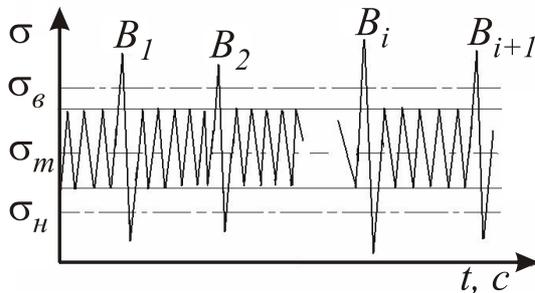


Рис. 7. Переход к регулярному процессу

Вероятность попадания амплитуды  $\sigma_a$  в каждый из интервалов определяется следующим образом:

$$P_i = \int_{J_i}^{J_{i+1}} f(\sigma_a) d\sigma_a, \quad (2)$$

где  $f(\sigma_a)$  – плотность распределения амплитуд напряжений;  $J_i$  – начало  $i$ -го подинтервала;  $J_{i+1}$  – конец  $i$ -го подинтервала.

Число выбросов в каждом подинтервале вычисляется следующим образом:

$$N_{pi} = P_i v_6, \quad (3)$$

где  $v_6$  – число циклов в годовом блоке нагружения боковой рамы ( $v_6 = 12 \cdot 10^6$ )

На основании выражений (2) и (3) определено, что за год эксплуатации боковой рамы будет отмечено 70030 выбросов. Зная количество перегрузок в каждом из интервалов, распределим выбросы равномерно по всему блоку нагружения через каждые 171 циклов. Последовательность выбросов моделируем методом статистических испытаний.

Для учета эффекта торможения роста трещины используется модель Уилера. Рас-

четы живучести, проводившиеся ранее на ее основе для ряда режимов случайного и блочного нагружений, показали хорошее соответствие экспериментальным данным [10].

Расчет на живучесть с учетом эффекта задержки трещины проводится по формуле:

$$l_N = l_0 + \sum_{i=1}^N c_{pi} \Delta l_i,$$

где  $l_N$  – расчетная длина трещины (растет до предельной величины  $l_{пр}$ );  $l_0$  – начальная длина трещины (размер трещиноподобного дефекта);  $\Delta l_i$  – прирост трещины на  $i$ -м цикле нагружения;  $c_{pi}$  – поправочный коэффициент, учитывающий замедленный рост трещины при низком уровне нагрузки после действия нагрузки более высокого уровня ( $c_{pi} \leq 1$ ).

Замедленный рост трещины при уменьшении уровня нагрузки продолжается до тех пор, пока пластическая зона перед распространяющейся трещиной радиусом  $r_{pi}$  не достигнет границы пластической зоны радиусом  $r_p^n$ , обусловленной предшествующим более высоким уровнем нагрузки. Поправочный коэффициент  $c_{pi}$  определяется следующим образом:

$$c_{pi} = \begin{cases} \left( \frac{2r_{pi}}{l^* - l_i} \right)^{m^*} & \text{при } l_i + 2r_{pi} < l^*; \\ 1 & \text{при } l_i + 2r_{pi} \geq l^*, \end{cases}$$

где  $l_i$  – текущая длина трещины после приложения  $i$  циклов нагружения;  $l^*$  – расстояние до границы пластической зоны, обусловленной нагрузкой более высокого уровня;  $m^* = 1$  – экспериментальный параметр [9, 10].

Радиусы пластических зон определяются через коэффициенты интенсивности напряжений. Процесс роста усталостной трещины моделируется на основании кинетической диаграммы усталостного разрушения, описываемой уравнением Уолкера-Пэриса [9].

Расчеты выполнены численно в программном комплексе собственной разработки. Расчетные параметры материала приняты согласно данным исследования [11]. Результаты расчета живучести боковой рамы при различных начальных длинах трещины приведены в табл. 2.

Согласно результатам расчета можно сделать вывод, что наличие в боковой раме

трещиноподобных дефектов с размером более 1 мм недопустимо, так как это резко снижает живучесть конструкции.

В дальнейшем разработанный подход также целесообразно применить при реше-

нии задачи повышения ресурса проушин цилиндрических шарниров манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин [12].

Таблица 2

Результаты расчета ресурса рамы при различных начальных длинах трещины

$l_0$ , м	$l_{пр}$ , м	$N$ , циклов	Ресурс, лет
0,001	0,068 (разрушение рессорного проема)	241859526	20,15
0,002		129871964	10,82
0,005		57125432	4,760
0,010		25568112	2,130
0,015		12609898	1,050
0,020		9816342	0,818

### Список литературы

1. Серенсен, С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность / Руководство и справочное пособие под ред. С.В. Серенсена, 3-е изд. / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение., 1975. – 488 с.

2. Лагерев, И.А. Оценка ресурса литых деталей железнодорожного подвижного состава / И.А. Лагерев // Сборник материалов международной научной студенческой конференции по естественнонаучным и техническим дисциплинам «Научному прогрессу – творчество молодых». – Йошкар-Ола: МарГТУ, 2009 г. – Ч. 3. – С. 150-152.

3. Броек, Д. Основы механики разрушения / Д. Броек. – М.: Высш. шк., 1980. – 368 с.

4. Сенько, В.И. Анализ причин повреждения и возможности продления срока службы боковых рам тележек грузовых вагонов / В.И.Сенько, М.И. Пастухов, С.В. Макеев и др. // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого. – 2010. – Т.1. – №4. – С. 13-18.

5. Харитонов, Б.В. Пути снижения повреждаемости боковых тележек грузовых вагонов на сортировочных горках: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Борис Владимирович Харитонов. – Москва: ВНИИЖТ, 1999. – 132 с.

6. Рыбников, Е.К. Инженерные расчёты механических конструкций в системе MSC.Patran-Nastran / Е.К. Рыбников, С.В. Володин, Р.Ю. Соколов. – М.: MacNeal-Schwendler Corporation, 2003. – 130 с.

7. Даниленко, С.С. Исследование напряженно-деформированного состояния рамы тележки 18-100 с учетом технологиче-

ского рассеивания геометрических параметров ее сечения: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Сергей Святославович Даниленко. – Брянск: БГТУ, 2004. – 137 с.

8. Приходько, А.П. Расчет характеристик выносливости, параметров нагруженности и показателей надежности несущих элементов конструкций / А.П. Приходько, В.И. Шахов, А.Б. Сурвилло и др. // Труды ЦНИИ МПС, вып. 548. – М., 1976. – С. 110-129.

9. Шлюшенков, А.П. Механика разрушения и расчеты на прочность и долговечность элементов машин и конструкций с трещинами / А.П. Шлюшенков. – Брянск, 1996. – 228 с.

10. Willenborg, J.J. A Crack Growth Retardation Model Using an Effective Stress Concept / J.J. Willenborg, K.M. Fngle, N.A. Wood // AFFDL-TR-71-1. – 1971.

11. Северинова, Т.П. Исследование характеристик трещиностойкости стали типа 20ГФЛ при регулярном и случайном нагружении / Т.П. Северинова, А.Г. Козлов // Вестник ВНИИЖТ. – 1994. – №2. – С. 32-35.

12. Лагерев, И.А. Повышение трещиностойкости и живучести элементов узлов соединений секций грузоподъемных стрел крано-манипуляторных установок мобильных машин / И.А. Лагерев / Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. – №2. – С. 16-22.

### Сведения об авторе

Лагерев Игорь Александрович – доктор технических наук, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», *lagerev-bgu@yandex.ru*. ORCID: 0000-0002-0921-6831.

## FATIGUE STRENGTH ANALYSIS OF A FREIGHT CAR BOGIE'S SIDE FRAME

Lagerev I.A.

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

An approaches to the study of the fatigue strength of a freight car 18-100 bogie's side frame are under consideration in this article. There is a decline of the quality of the manufacture side frames and increase of the number of defects, which leads to an increase the number of accidents. The relationship of the stress intensity factor and crack length for different types of fatigue cracks (surface crack and full perforation) was introduced. The algorithm of a bogie with a crack fatigue calculation was introduced. The inhibition of crack growth under overloading was taking into account during calculation. The additional numerical calculation of fatigue strength was performed by the specialized software package. Some defects of bogie larger than 1 mm is unacceptable as it dramatically reduces the fatigue strength.

**Key words:** freight car, bogie, side frame, fracture, fatigue, durability, crack resistance, loads, defects.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-374-380

### References

1. Serensen S.V., Kogaev V.P., Shneyderovich R.M. *Nesuchshaya sposobnost i raschety mashin na prochnost* [Bearing capacity and calculations of machine parts for strength]. Moscow, Mashinostroenie, 1975. 488 p. (In Russian)

2. Lagerev I.A. Life assessment of cast parts of rolling stock analysis. *Sbornik materialov konferentsii «Nauchnomy progressu – tvorchestvo molodykh»*, 2009, Part. 3, pp. 150-152. (In Russian)

3. Broek D. Elementary engineering fracture mechanics. Leyden, Noordhoff International Publishing, 1974.

4. Senko V.I., Pastukhov M.P., Makeev S.V. Analysis of the causes of damage and the possibility of extending the service life of the side frames of car bogies. *Vestnik Gomelskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. P.O. Sukhogo*, 2010, Vol. 1, No. 4, pp. 13-18. (In Russian)

5. Kharitonov B.V. Approaches to damage reducing of the side frames of the bogies of freight cars on the marshalling yard. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow: VNIIZhT, 1999. 132 p. (In Russian)

6. Rybnikov E.K., Volodin S.V., Sobolev R.Yu. Engineering analysis of mechanical structures in the MSC.Patran-Nastran. Moscow, MacNeal-Schwendler Corporation, 2003. 130 p. (In Russian)

7. Danilenko S.S. Investigation of the stress-strain state of the frame of the 18-100 bogie taking into account technological dispersion of geometrical parameters of its cross section.

Diss. Cand. Sci. (Engineering). Bryansk: BSTU, 2004. 137 p. (In Russian)

8. Prikhodko A.P., Shakhov V.I., Survillo A.B. The estimation of the strength parameters of load and reliability of the structural elements. *Trudy TsNII MPS*, 1976, Vol. 548, pp. 110-129. (In Russian)

9. Shlyushenkov A.P. *Mekhanika razrusheniya i raschety na prochnost i dolgovechnost elementov mashin i konstruktsiy s treschinami* [Fracture mechanics and fatigue strength analysis of of machines parts and structures with cracks]. Bryansk, 1996. 156 p. (In Russian)

10. Willenborg J.J., Fingle K.M., Wood N.A. A Crack Growth Retardation Model Using an Effective Stress Concept. *AFFDL-TR-71-1*. 1971.

11. Severinova T.P., Kozlov A.G. Issledovanie kharakteristik treshchinostoykosti stali tipa 20GFL pri regularnom i sluchaynom nagruzheniyakh. *Vestnik VNIIZhT*, 2014, No. 2, pp. 32-35. (In Russian)

12. Lagerev I.A. Povyshenie treshchinostoykosti i zhivuchesti elementov uzlov soedineniy sektsiy gruzopodemnykh strel kranomanipulyatornykh ustanovok mobilnykh mashin. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No. 2, pp. 16-22. (In Russian)

### Author's information

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Vice rector for Innovations at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, [lagerev-bgu@yandex.ru](mailto:lagerev-bgu@yandex.ru).

ORCID: 0000-0002-0921-6831.

Дата принятия к публикации  
(Date of acceptance for publication)  
04.07.2017

Дата публикации  
(Date of publication):  
25.12.2017



УДК 621.794

## ОСОБЕННОСТИ ТЕОРИЙ ФОРМИРОВАНИЯ ОКСИДНЫХ ПЛЕНОК НА ПОРШНЕВЫХ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВАХ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ МИКРОДУГОВОМ ОКСИДИРОВАНИИ

Скрябин М.Л.<sup>1</sup>, Смехова И.Н.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> - Вятская государственная сельскохозяйственная академия (Киров, Россия)

<sup>2</sup> - Вятский государственный университет (Киров, Россия)

В статье рассмотрен один из перспективных методов поверхностного упрочнения поршневых алюминиевых сплавов – микродуговое оксидирование. Описаны принципиальные отличия микродугового оксидирования от анодирования и подобных электрохимических процессов. Рассмотрены схемы формирования барьерного и наружного слоев поверхностного покрытия в водных электролитах. Показан механизм образования границы раздела. Рассмотрено формирование слоев с большой пористостью и методами воздействия на нее. Также описана экспоненциальная зависимость плотности тока от напряженности электрического поля в поверхностной пленке основного металла. Обоснована роль микроразрядов в формировании оксидных слоев на обрабатываемой поверхности. Предложены и описаны особенности трех основных теорий формирования оксидных пленок на поверхности поршня: физико-геометрической модели Келлера; модели формирования оксидных пленок как коллоидных образований и плазменной теории (теории окисления с образованием плазмы в зоне оксидирования). Раскрыты особенности образования пленок в каждой из моделей. Для модели Келлера пористая оксидная пленка представляет собой плотноупакованные оксидные ячейки, имеющие форму призмы. В их основе лежит гексагональная призма. Эти ячейки имеют нормальную ориентацию к поверхности металла. В центре элементарной ячейки присутствует одна пора, которая представляет собой канал, размер которого определяется составом электролита, химическим составом основного металла и электрическими параметрами процесса оксидирования. В процессе микродугового оксидирования согласно этой модели начало формирования ячеек происходит с образования барьерного слоя, переходящего в пористый слой и, с течением времени, происходит удлинение пор, из-за постоянного травления электролитом. В теории образования оксидных пленок как коллоидных образований выявлено, что образование пор в пленке является следствием их роста. Анодный оксид представляет собой ориентированный электрическим полем гель оксида алюминия коллоидно-полимерной природы. Плазменная теория объясняет большинство вопросов, связанных с появлением характерного свечения при микродуговом оксидировании. Согласно этой теории постоянно существующего барьерного слоя нет – в момент отключения тока происходит его полимеризация из примыкающего непосредственно к аноду тончайшего слоя ионизированного газа. Он постоянно находится в состоянии бурления и обновления, что объясняет большую скорость полимеризации фазового оксида алюминия и разнородность параметров получаемого анодного оксида по толщине. Также в работе приведены основные характеристики, от которых зависит скорость формирования оксидных слоев на поверхности алюминиевых сплавов.

**Ключевые слова:** микродуговое оксидирование, пленочное покрытие, модель формирования пленки, пленочная пористость.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-381-388

В последнее время в связи с повышением удельной мощности современных двигателей внутреннего сгорания и возрастанием нагрузки на цилиндропоршневую группу остро встал вопрос о повышении надежности поршневых алюминиевых сплавов [1]. Кроме того, все больше транспортных средств переводится на альтернативные виды топлива, а при работе тепловых двигателей на таких топливах на поршень действуют более высокие механические (давление газов, силы инерции) и тепловые нагрузки, чем при работе на дизельном топливе [2]. Ввиду высоких температур поверхности днища поршня, достигающих обычно более 300°C, прочность мате-

риала поршня снижается, что может привести к образованию в нем трещин [3].

Одним из наиболее эффективных и перспективных методов упрочнения поверхности днища поршня является технология электрического осаждения на поверхности электрохимических покрытий на основе различных композиций. Такой метод осаждения состоит в том, что из гальванической ванны на поверхность днища поршня осаждаются неметаллические включения: бориды, сульфиды, карбиды, оксиды и т.д. Включения таких материалов в основное покрытие существенно изменяет его основные свойства, увеличивая тепло- и износостойкость [4]. Основным недостатком данных электрохимических покрытий - низкая производитель-

ность и токсичность технологических процессов.

Микродуговое оксидирование (МДО) – еще один эффективный и перспективный вид упрочнения поршневых алюминиевых материалов, заключающийся в непосредственной поверхностной обработке. Основа данного процесса взята с электрохимического процесса анодирования поверхности, но сам процесс МДО имеет некоторые принципиальные особенности. С помощью микродугового оксидирования можно получать перспективные покрытия с множеством функций, которые имеют комплекс свойств, кардинально отличающихся от основного материала [5]. К таким свойствам относятся теплостойкость, износостойкость, коррозионностойкость и некоторые другие. Это особенно важно для поршневых алюминиевых сплавов, работающих в условиях повышенных температур и давлений. Именно эти свойства определяют надежность функционирования поршневых сплавов в условиях повышенных нагрузок и высокой «жесткости» рабочего процесса [6].

Характерным принципиальным отличием МДО от подобных электрохимических процессов является наличие в технологическом процессе формирования рабочего покрытия поршня микроразрядов. Получаемые микроразряды находятся около рабочей плоскости поршня и оказывают специфическое, принципиальное воздействие на получаемое покрытие. В результате данного воздействия осаждаются неметаллические включения и структура оксидных слоев поверхности поршня имеет принципиальное отличие от обычных пленок, получаемых при анодировании [7]. Кроме того, процесс микродугового оксидирования отличается высокой экологичностью и отсутствием высокой трудоемкости проведения начальной подготовки рабочей поверхности в начале технологического процесса. Также для получения особых свойств днища поршня не требуется получения толстых поверхностных покрытий, что значительно сказывается на основном времени оксидирования [8].

Известные работы в большинстве носят исследовательский или прикладной характер, а теоретические разработки по механизму МДО практически отсутствуют. В целом

количество работ, посвященных МДО-воздействию на поверхность металлических материалов постоянно растет, что характеризует данный процесс упрочнения как перспективный [8,9]. Задачи данной работы – обобщить и структурировать основные модели формирования оксидных пленок в процессе МДО.

Последние исследования, проводимые в области микродугового оксидирования показали, что анодные оксидные пленки на поверхности алюминиевых сплавов, которые формируются в растворяющих оксид алюминия водных электролитах, состоят из двух основных слоев. Эти слои имеют четко выраженную границу раздела. Первый слой – барьерный – прилегает непосредственно к основному металлу. Имеет достаточно высокую плотность и характеризуется практически полным отсутствием пор. Второй слой – наружный с большой пористостью, образованной от множества микродуговых разрядов.

Основной характеристикой, от которой зависит скорость формирования оксидных слоев, согласно классической теории является плотность ионного тока  $i_u$ , представляющая собой физическую величину силы электрического тока, который протекает через единицу площади поверхности. Плотность тока экспоненциально зависит от напряженности электрического поля  $E$  в поверхностной пленке основного металла. Кроме того, важнейшим показателем является толщина барьерного слоя  $h$ , от которого зависит качество оксидированной поверхности основного металла [9]:

$$h = \frac{\beta U}{\ln i_u - \ln \alpha} = m_{\beta c} U,$$

где  $m_{\beta c}$  – эффективная скорость роста барьерного слоя в основном металле при постоянной плотности ионного тока  $i_u$  в гальваностатическом режиме;  $U$  – падение напряжения на плёнке.

В настоящее время не существует однозначных теорий и единого механизма формирования структуры покрытий во время МДО. Но, на наш взгляд, основными являются модели коллоидно-электрохимическая, физико-геометрическая и плазменная.

Рассматривая наглядную физико-геометрическую модель Келлера, можно отметить, что в начальный момент времени при мик-

родуговом оксидировании на поверхности основного металла возникает барьерный слой. Его формирование на начальном этапе происходит в активных центрах на поверхности основного металла [10]. Из образовавшихся активных центров растут полусферические линзообразные микроячейки, которые впоследствии срастаются в однородный барьерный слой. Согласно теории замкнутых множеств начинает образовываться мозаика, в которой соприкасающиеся шесть ячеек образуют форму гексагональной призмы, в основании которой лежит полусфера. В результате влияния местных и множественных воздействий ионов в однородном барьерном слое начинают зарождаться поры, находящиеся в центре ячеек. Количество пор будет пропорционально падению напряжения на оксидной пленке. В центре ячейки барьерный слой становится меньше и в результате этого увеличивается напряженность поля. В этот момент происходит увеличение плотности ионного тока с одновременным увеличением скорости оксидирования. Рост температуры в канале поры способствует ее уменьшению, в результате чего, образуется равновесная динамическая система, удерживающая толщину барьерного слоя в четких границах.

На рис. 1 представлена схема идеальной структуры пористой оксидной пленки при микродуговом оксидировании. Представленная схема полностью отвечает представлению физико-геометрической модели Келлера.

Рассматривая данную модель, можно выделить следующие основные положения:

- пористая оксидная пленка представляет собой плотноупакованные оксидные ячейки, имеющие форму призмы, в основе которой лежит шестиугольник (гексагональная призма);

- оксидные ячейки имеют нормальную ориентацию к поверхности металла;

- в центре элементарной ячейки присутствует одна пора, которая представляет собой канал, размер которого определяется составом электролита, химическим составом основного металла и электрическими параметрами процесса оксидирования (на рис. 1 – 35 нм);

- основой оксидной ячейки является барьерный слой беспористого типа (на рис. 1 –

0,145 мкм), имеющий ячеистую структуру с равными размерами сопряженных ячеек;

- в процессе микродугового оксидирования начало формирования ячеек происходит с образования барьерного слоя, переходящего в пористый.

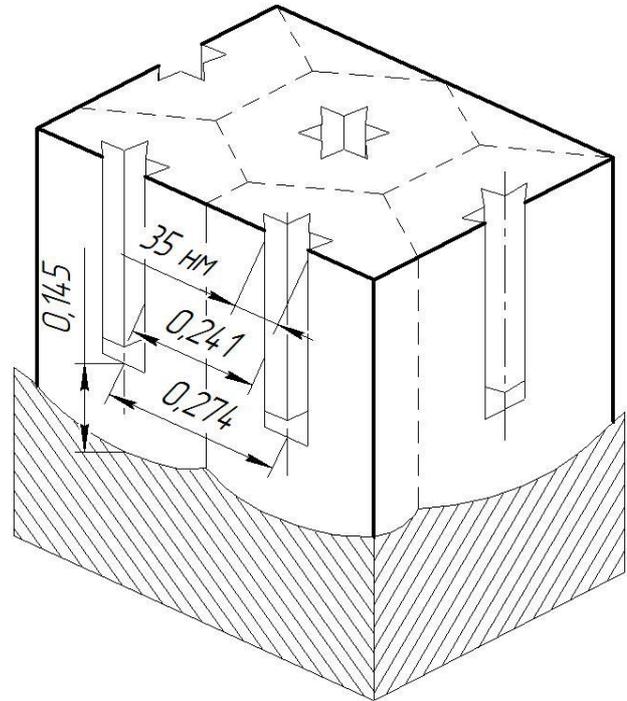


Рис. 1. Схематическое изображение идеальной структуры (согласно физико-геометрической модели Келлера)

В процессе МДО происходит удлинение пор из-за того, что дно пор (поверхность барьерного слоя) подвергается постоянному травлению электролитом.

Следующая теория рассматривает оксидные пленки как коллоидные образования (теория А.Д. Богоявленского) [11]. Согласно этой теории образование пор в пленке является следствием их роста, а анодный оксид представляет собой ориентированный электрическим полем гель оксида металла коллоидно-полимерной природы. Этот гель существует на базе бемитно-гидраргиллитных цепей ( $AlOOH - Al(OH)_3$ ) [12].

В результате химических реакций на активных центрах анода возникает множество мелкодисперсных частиц (мононы) - зародыши будущих мицелл. С течением времени мононы растут и постепенно достраиваются до полион, которые представляют собой волокнистые палочкообразные мицеллы кол-

лоидной степени дисперсности [13]. Эти мицеллы и образуют скелет геля оксида алюминия. В сформированный скелет внедряются анионы разогретого электролита, причем в это время происходит частичная потеря гидратной оболочки. Адсорбция анионов и воды, осуществляемая благодаря их доставке по межмицеллярным порам, обуславливает отрицательный заряд монон и мицелл, заставляя их плотно прижиматься к аноду и срачиваться с металлом, препятствуя слиянию мицелл в беспористый слой [14]. Размеры элементарных ячеек Келлера практически равны размерам мицелл геля  $Al(OH)_3$ . Структура анодного оксида, который формируется в соответствии с рассмотренной моделью, показана на рис. 2.

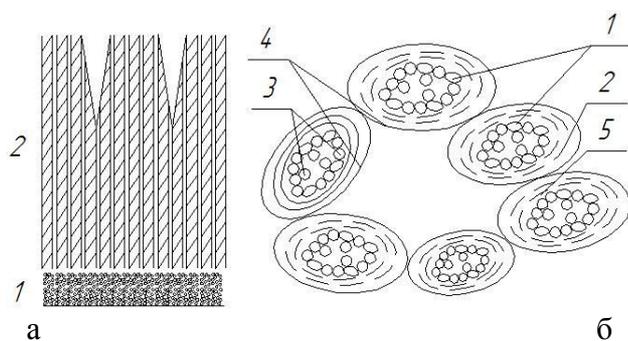


Рис. 2. Структура оксидной пленки согласно коллоидно-электрохимической теории:  
 а – формирование слоев при оксидировании (1 – барьерный слой; 2 – пористый слой);  
 б – схема образования палочкообразных мицелл коллоидной степени дисперсности (1 – мононы; 2 – агломератмононполионы; 3 – мицеллы; 4 – субмикropоры; 5 – микropоры)

Субмикropоры и микropоры образуют межмононные и межмицеллярные пространства. Мицеллы могут скручиваться так, что пористый слой напоминает сноповидные образования, субволокна которых диаметром 15...60 нм построены из цепеобразно расположенных моно- и тригидратов оксида алюминия аморфной структуры, в которую внедрены электролитные группы (структурные анионы), участвующие в процессе образования оксидного покрытия и определяющие некоторые свойства анодных оксидов. В целом, с точки зрения коллоидно-мицеллярной теории, анодная оксидная пленка на алюминии состоит в основном из

частиц гидроксидов алюминия коллоидной степени дисперсности, образующих неорганический полимер [15].

Теория окисления с образованием плазмы в зоне оксидирования (плазменная теория) объясняет большинство вопросов, которые связаны с появлением характерного свечения при микродуговом оксидировании. Исходя из плазменной теории, постоянно существующего барьерного слоя нет – в момент отключения тока происходит его полимеризация из примыкающего непосредственно к аноду тончайшего слоя плазмы (количество ионизированного газа в этот момент достигает максимума). Поток этого газа постоянно находится в состоянии бурления и обновления. Схема плазменной теории показана на рис. 3. Здесь можно выделить 3 основных стадии [16].

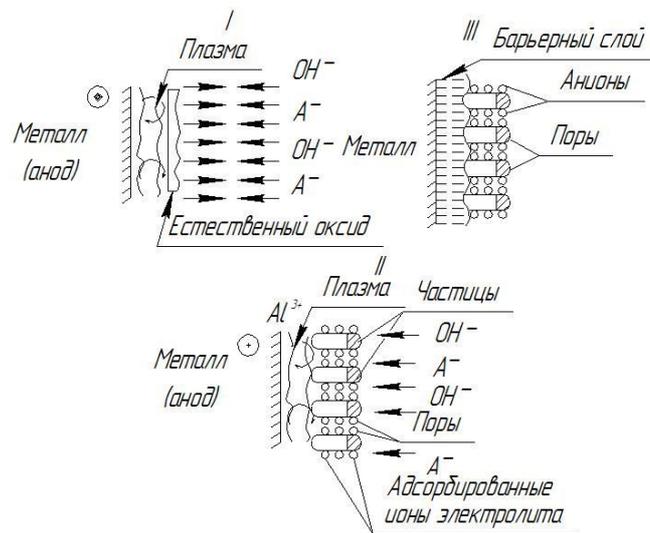


Рис. 3. Схема плазменной модель образования оксидных слоев при МДО

Стадия № 1:

- ионизация Al на аноде-  $Al \square Al^{3+}_{aq} + 3e$ ;
- образование ядра оксида-  $2Al^{3+}_{aq} + 6OH^- \square Al_2O_3 + 3H_2O$ ;
- полимеризация ядер-  $nAl_2O_3 \square [Al_2O_3]_n$ .

Стадия № 2:

- частичная гидратация оксида  $Al^{3+} + 3OH^- \square Al(OH)_3$ ;  $Al_2O_3 + Al(OH)_3 \square 3NAIO_2$  (входит в ядро вместе с  $Al_2O_3$ ).

Стадия № 3:

- после включения тока концентрированные на частицах анионы создают препятствие их слиянию потока в общий сплошной слой.

Плазменная теория подтверждается рядом фактов:

- наличие нетеплового свечения вещества, которое происходит после поглощения определенного количества внешней энергии (люминесцентное свечение) [17]. Для данного свечения характерна зависимость «яркость – напряжение». Своеобразный спектр токовых шумов соответствует потоку ионизированного газа тлеющего разряда высокого давления;

- наличие плазмы объясняет быструю скорость полимеризацию фазового оксида алюминия, разнородность параметров получаемого анодного оксида по толщине (в зоне воздействия происходит уплотнение металла) и нормальную ориентацию полионов к поверхности основного металла;

- добавки, вводимые в электролит, делают оксид практически непрозрачным и гасят свечение, в результате этого создается впечатление, что свечение происходит под оксидной пленкой [18].

Рассматривая предложенные теории формирования поверхностного слоя при микродуговом оксидировании и сопоставляя их с результатами проведенных экспериментов, нельзя в той или иной мере выделить единый механизм получения оксидных слоев. Механизмы реализации микродуговых разрядов и роста оксидных покрытий в граничных областях достаточно сложные и требуют комплексных теорий, учитывающих коллоидно-электрохимическую, физико-геометрическую и плазменную модели [19].

Состав и внутренняя структура пленочных оксидных слоев, вне зависимости от теории образования, определяются локальными условиями их формирования. Важную роль играет состав электролита. Его компоненты входят в структурное оксидное покрытие, параметры которого задаются источником тока и режимом технологического воздействия микроразрядов на поверхность.

#### Список литературы

1. Скрыбин, М.Л. Обзор современных материалов для поршней двигателей внутреннего сгорания / М.Л. Скрыбин // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания. Материалы IX Междунар. научно-практ. конф. «Наука–Техно-

логия–Ресурсосбережение»: Сб. научн. тр. – Киров: Вятская ГСХА, 2016. – Вып. 13. – С.272-278.

2. Лиханов, В.А. Изменение образования оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 4. С. 3-5.

3. Гоц, А.Н. Моделирование теплонапряженного состояния головки цилиндра тракторного дизеля воздушного охлаждения / А.Н. Гоц // Фундаментальные исследования. – 2013. – № 6. – С. 1061-1067.

4. Эпельфельд, А.В. Характер разряда в системе металл-оксид-электролит при микродуговом оксидировании на переменном токе / А.В. Эпельфельд, В.Б. Людин, О.Н. Дунькин, О.С. Невская // Известия АН. Серия физическая. – 2000. – Т.64. – № 4. – С. 759-762.

5. Суминов, И.В. Микродуговое оксидирование (теория, технология, оборудование) / И.В. Суминов, А.В. Эпельфельд, В.Б. Людин, Б.Л. Крит, А.М. Борисов. – М.: ЭКО-МЕТ, 2005. – 368 с.

6. Скрыбин, М.Л. Особенности выбора современных материалов для поршневой группы при работе дизеля на альтернативных видах топлива / М.Л. Скрыбин // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания. Материалы IX Междунар. научно-практ. конф. «Наука–Технология–Ресурсосбережение»: Сб. научн. тр. – Киров: Вятская ГСХА, 2016. – Вып. 13. – С.279-285.

7. Мамаев, А.И. Параметры импульсных микроплазменных процессов на алюминии и его сплавах / А.И. Мамаев, Ю.Ю. Чеканова, Ж.М. Рамазанова // Защита металлов. 2000. – Т. 36. – №6. – С. 659-662.

8. Дударева, Н.Ю. Влияние режимов микродугового оксидирования на свойства формируемой поверхности / Н.Ю. Дударева // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2013. – № 3. – С. 217–222.

9. Гюнтершульце, А. Электролитические конденсаторы / А. Гюнтершульце, Г. Бетц. – М.: Оборонгиз, 1938. – 272 с.

10. Томашев, Н.Д. Толстослойное анодирование алюминия и его сплавов / Н.Д. То-

машев, Ф.П. Заливалов, М.М. Тюкина. - М.: Машиностроение, 1968. - 220 с.

11. Богоявленский, А.Ф. О механизмах образования оксидной пленки на алюминии / А.Ф. Богоявленский // В кн.: Анодная защита металлов. - М., 1964. - С. 22-27.

12. Райзер, Ю.П. Физика газового разряда / Ю.П. Райзер. - М.: Наука, 1987. - 593 с.

13. Суминов, И.В. Плазменно-электролитическое модифицирование поверхности металлов и сплавов / И.В. Суминов, П.Н. Белкин, А.В. Эпельфельд, В.Б. Людин, Б.Л. Крит, А.М. Борисов. - М.: Техносфера, 2011. - 464 с.

14. Розен, А.Е. Упрочнение поверхности деталей из алюминиевых, титановых и циркониевых сплавов микродуговым оксидированием / А.Е. Розен, А.Ю. Артемьев. - М.: Наука, 2015. - 145с.

15. Crossland A.S., Thompson G.E., Wan J., Habazaki H., Shimizu K., Skeldon P., Wood G.C. // *J. Electrochem. Soc.*, Vol. 144, No.3, 1999, pp. 847-855.

16. Лаврова, Г.В. Твердофазный эффект в процессах окисления алюминия в щелочных растворах / Г.В. Лаврова, С.В. Миловзорова, В.М. Белецкий // *Украинский химический журнал*. - 1987. - Т.53. - №44. - С. 361-364.

17. Nie, X. Thickness effects on the mechanical properties of micro-arc oxide coatings on aluminium alloys / X. Nie, A. Leyland, H.W. Song, A.L. Yerokhin, S.J. Dowey, A. Matthews // Elsevier Science. *Surface and coatings technology*. – 116. – 1999. - P. 1055-1060.

18. Paez, M.A. Barrier type anodic film formation on an Al-3,5wt%Cu alloy / M.A. Paez, T.M. Foong, C.T. Ni, G.E. Tompson, K. Shimizu, H. Habazaki, P. Skeldon, G.C. Wood // *Cor. Science*. -1996. - Vol. 38. - №1. - P. 59-72.

19. Шандров, Б.В. Основы технологии микродугового оксидирования / Б.В. Шандров, Е.М. Морозов, А.В. Жуковский. – М.: Альянс, 2008. – 80 с.

#### **Сведения об авторах**

Скрябин Максим Ленидович - кандидат технических наук, доцент кафедры «Материаловедение, сопротивление материалов и детали машин» ФГБОУ ВО «Вятская государственная сельскохозяйственная академия», *max.dvs@mail.ru*.

Смехова Ирина Николаевна - старший преподаватель кафедры «Материаловедение и основы конструирования» ФГБОУ ВО «Вятский государственный университет», *ira112012@yandex.ru*.

## FEATURES OF THE THEORIES OF THE FORMATION OF OXIDE FILMS ON ALUMINUM ALLOYS PISTON DIESEL ENGINES WITH MICRO-ARC OXIDATION

Skryabin M.L.<sup>1</sup>, Smekhova I.N.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> - Vyatka State Agricultural Academy (Kirov, Russian Federation)

<sup>2</sup> - Vyatka State University (Kirov, Russian Federation)

The article considers one of the promising methods of surface hardening of piston aluminum alloy – microarc oxidation. Described fundamental differences from the micro-arc oxidation anodizing and similar electrochemical processes. The schemes of formation of the barrier and outer layers surface treatment in aqueous electrolytes. Shows the mechanism of formation of the interface. Considers the formation of layers with high porosity and method of exposure. Also describes the exponential dependence of the current density from the electric field in the surface film of the base metal. The role of discharges in the formation of oxide layers on the treated surface. Proposed and described features of the three main theories of formation of oxide films on the surface of the piston: physical and geometrical model of Keller; models of formation of oxide films as a colloid formations and plasma theory (theory of oxidation with the formation of plasma in the zone of oxidation). The features of formation of films in each of the models. For the model of Keller porous oxide film is a close-Packed oxide cell, having the shape of a prism. They are based on a hexagonal prism. These cells have normal orientation to the surface of the metal. In the center of the unit cell there is one season that is a channel, whose size is determined by the composition of the electrolyte, the chemical composition of the base metal and the electrical parameters of the process of oxidation. In the micro-arc oxidation process according to this model, the beginning of the formation of cells occurs with the formation of the barrier layer, passing in the porous layer and, over time, the elongation of the pores, due to the constant etching electrolyte. In the theory of formation of the oxide films as kolloidnyh formations revealed that formation of pores in the film is a result of their growth. The anodic oxide is represented by a directed electric field, the alumina gel colloidal and polymeric nature. Plasma theory explains most of the issues related to the appearance of the characteristic luminescence with micro-arc oxidation. According to this theory, constantly existing barrier layer is not present at the time of current interruption is polymerization from the attached directly to the anode thin layer of ionized gas. He is constantly in a state of seething and updates that explains the high rate of polymerization and phase of aluminum oxide and heterogeneity parameters of the obtained anodic oxide thickness. The work also describes the main characteristics, which determine the rate of formation of oxide layers on the surface of aluminum alloys.

**Key words:** microarc oxidation, coating, model, film formation, film porosity.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-381-388

### References

1. Scriabin M.L. Review of modern materials for pistons of internal combustion engines. *The performance Improvement of internal combustion engines. Proceedings of IX International scientific-practical conference "Science–Technology–Resource economy"*. Kirov, Vyatka state agricultural Academy, 2016, Vol. 13, pp. 272-278. (In Russian)
2. Likhonov V.A., Anfilatov A.A. Change of formation of nitrogen oxides in the cylinder of a diesel engine when operating on methanol. *Traktory i selkhoz mashiny*, 2015, No.4, pp. 3-5. (In Russian)
3. Gots A.N. Modeling of thermal stressed state of a cylinder head tractor diesel air cooling. *Fundamentalnye issledovaniya*, 2013, No.6, pp. 1061-1067. (In Russian)
4. Appelfeld A.V., Lyudin V.B., Dunkin O.N., Neva O.S. Nature of the discharge in the metal oxide electrolyte in the micro-arc oxidation on alternating current. *Izvestiya AN. Seriya*

*fizicheskaya*, 2000, Vol.64, No.4, pp. 759-762. (In Russian)

5. Suminov I.V., Appelfeld A.V., Lyudin V.B., Krit B.L., Borisov A.M. Microarc oxidation (theory, technology, equipment). Moscow, EKOMET, 2005. 368 p. (In Russian)

6. Scryabin M. L. Peculiarities of choice of modern materials for piston group of the diesel to alternative fuels // the performance Improvement of internal combustion engines. *The performance Improvement of internal combustion engines. Proceedings of IX International scientific-practical conference "Science–Technology–Resource economy"*. Kirov, Vyatka state agricultural Academy, 2016, Vol. 13, pp. 279-285. (In Russian)

7. Mamaev A.I., Chekanova Y.Y., Ramazanov Z.M. Parameters of pulsed microplasma processes on aluminum and its alloys. *Zashchita metallov*, 2000, Vol.36, No.6, pp. 659-662. (In Russian)

8. Dudareva N.Yu. The influence of modes of micro-arc oxidase-tion on the properties of

the formed surface. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviatsionnogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No. 3, pp. 217-222. (In Russian)

9. Huntershouse A, Betz G. Electrolytic capacitors. Moscow, Oborongiz, 1938. 272 p. (In Russian)

10. Tomasev N.D., Zalivalov F.P., Tyukina M.M. Thick-layer anodizing of aluminium and its alloys. Moscow, Mashinostroenie, 1968. 220 p. (In Russian)

11. Bogoyavlenskiy A.F. On the mechanisms of formation of oxide films on aluminum. In book *Anodnaya zashchita metallov*. Moscow, 1964, pp. 22-27. (In Russian)

12. Raizer Yu.P. Physics of gas discharge. Moscow, Nauka, 1987. 593 p. (In Russian)

13. Suminov I.V., Belkin P.N., Appelfeld A.V., Lyudin V.B., Krit B.L., Borisov A.M. Plasma electrolytic surface modification of metals and alloys. Moscow: Tekhnosfera, 2011. 464 p. (In Russian)

14. Rosen A.E., Artemiev A.Yu. Surface Hardening of parts made of aluminum, titanium and zirconium alloys by micro-arc oxidation. Moscow, Nauka, 2015. 145 p. (In Russian)

15. Crossland A.S., Thompson G.E., Wan J., Habazaki H., Shimizu K., Skeldon P., Wood G.C. *J. Electrochem. Soc.*, Vol. 144, No.3, 1999, pp. 847-855.

16. Lavrova G.V., Milovzorov S.V., Beletskiy V.M. Solid-phase effect in the oxida-

tion of aluminium in alkaline solutions. *Ukrain-skiy khimicheskiy zhurnal*, 1987, Vol.53, No.44, pp. 361-364. (In Russian)

17. Nie X., Leyland A., Song H.W., Yero-khin A.L., Dowey S.J., Matthews A. Thickness effects on the mechanical properties of micro-arc oxide coatings on aluminium alloys. *Elsevier Science. Surface and coatings technology*, 1999, Vol.116, pp. 1055-1060.

18. Paez M.A., Foong T.M., Ni C.T., Tomp-son G.E., Shimizu K., Habazaki H., Skeldon P., Wood G.C. Barrier type anodic film formation on an Al-3,5 wt%Cu alloy. *Cor. Science*, Vol.38, No.1, 1996, pp.59-72.

19. Shandrov B.V., Morozov E.M., Zhu-kovskiy V.A. The basic technology of micro-arc oxidation. Moscow, Alans, 2008. 80 p. (In Russian)

#### Authors' information

Maksim L. Skryabin - Candidate of Technical Sciences, associate Professor of Department of material science, resistance of materials and parts of machinery at Vyatka State Agricultural Academy, [max.dvs@mail.ru](mailto:max.dvs@mail.ru).

Irina N. Smekhova - Senior teacher of the Department of Materials science and engineering at Vyatka State University, [iral12012@yandex.ru](mailto:iral12012@yandex.ru).

Дата принятия к публикации  
(Date of acceptance for publication)  
11.11.2017

Дата публикации  
(Date of publication):  
25.12.2017



УДК 621.86

## КОМПЛЕКСНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО КРАНА

Гончаров К.А., Денисов И.А.

Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)

Предложен и обоснован критерий функциональной эффективности грузоподъемного крана в форме комплексной математической модели, включающей модель структурных взаимосвязей укрупненных сборочных единиц, общую для известных конструкций грузоподъемных кранов, модель математического описания функционального взаимодействия укрупненных сборочных единиц грузоподъемных кранов, методику расчета величин критерия функциональной эффективности. Сформулировано понятие функциональной эффективности. На примерах кранов различных типов показаны особенности формирования структурных взаимосвязей укрупненных сборочных единиц их конструкций, приведен пример синтеза соответствующих структурных формул, показано построение математической модели функционального взаимодействия укрупненных сборочных единиц внутри крана с семантической расшифровкой матрицы взаимодействия.

**Ключевые слова:** грузоподъемный кран, функциональная эффективность, структурная формула, матрица функционального взаимодействия, критерий функциональной эффективности.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-389-399

Грузоподъемный кран является комплексной машиной, состоящей из нескольких взаимодействующих сборочных единиц металлических конструкций и механизмов, реализующих в совокупности функцию перемещения груза в пространстве в рамках обслуживаемой рабочей зоны.

Являясь одной из важнейших составляющих любой схемы комплексной механизации погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ, грузоподъемные краны внутри сложившихся «видовых» семейств (мостовые, козловые, башенные и т.д.) могут конструктивно значительно различаться, выполняя при этом абсолютно идентичную работу. В современных экономических условиях выбор средств механизации подъемно-транспортных работ только по критерию величины капитальных затрат и затрат на эксплуатацию не является наилучшим. Все чаще в комплексе с указанными экономическими критериями используются экологические, эргономические, технические (надежность) критерии, при этом указанным экономическим критериям придается наименьший вес из перечисленных [1, 2].

В настоящей статье предлагается введение в использование, описание и обоснование критерия функциональной эффективности грузоподъемного крана в форме комплексной математической модели.

Под функциональной эффективностью будем понимать способность грузоподъемно-

го крана осуществлять полный комплекс требуемых от него операций максимально удобно с позиции управления в предельно короткие временные промежутки с одной стороны, а с другой – задействуя при этом минимально возможное число сборочных единиц (механизмов, элементов металлоконструкции), входящих в конструкцию крана, с учетом их внутреннего функционального взаимодействия. Поскольку управление краном производится воздействием оператора на его механизмы, то под удобством управления в данном случае при соблюдении всех необходимых эргономических условий работы оператора будем понимать стремление к уменьшению оператором числа задействованных механизмов при перемещении груза в случайную точку обслуживаемой краном рабочей зоны. Таким образом, предлагаемый критерий можно представить в виде выражения

$$K_{\text{фэ}} = \frac{F_{\text{ид}}(j)}{\sum_{i=1}^n \frac{t_i}{t_y} F_i(j)} \cdot 100, \% \quad (1)$$

где  $F_i(j)$  – зависимость функционального взаимодействия механизмов и элементов металлоконструкции крана от  $j$ -го управляющего воздействия;  $F_{\text{ид}}(j)$  – то же для условного «идеального» крана;  $t_i$  – временной промежуток, соответствующий управляющему воздействию;  $t_y$  – общее время цикла.

В целях нахождения значений функций  $F_i(j)$  того или иного крана необходимо опре-

делить уровни и глубину взаимодействия друг с другом его механизмов и элементов металлоконструкции с учетом особенностей конфигурации крана. На начальном этапе для

решения данного вопроса предлагается ввести структурно-функциональную схему, общую для всех грузоподъемных кранов, на основе укрупненных сборочных единиц (рис. 1).

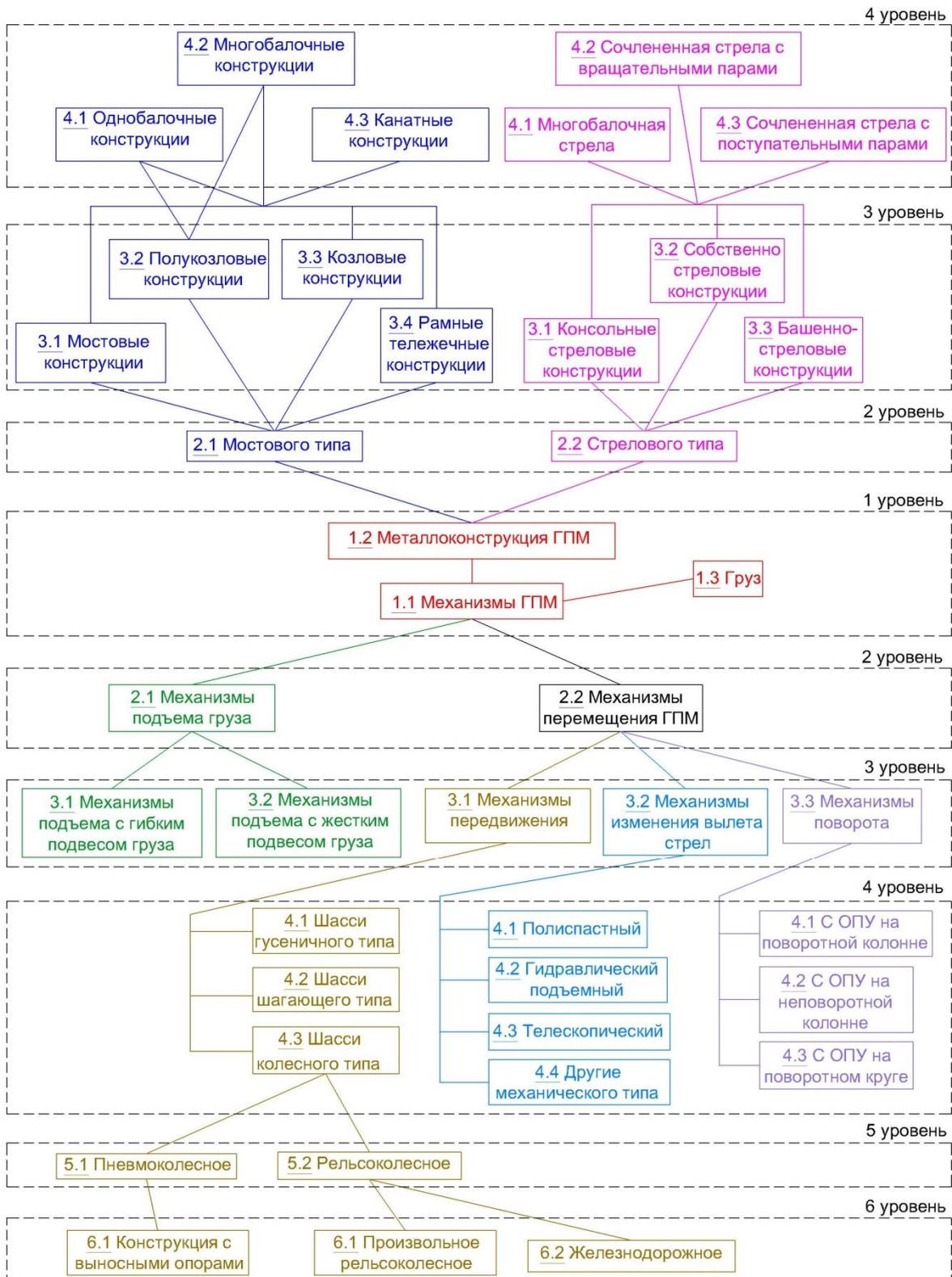


Рис. 1. Уровневая структурно-функциональная схема грузоподъемного крана

Базисом данной схемы служит функциональное взаимодействие трех основных элементов обобщенной подъемно-транспортной операции, осуществляемой грузоподъемным краном: металлоконструкции крана, механизмов крана, груза. Указанные три элемента далее разделяются по классификационным уровням, при этом взаимодействие в разных

сочетаниях финальных конфигураций трех базовых элементов на соответствующих уровнях формирует любую случайную структурную схему крана в укрупненных сборочных единицах. Нумерация ветвей схемы на том или ином уровне позволяет описывать кран структурной формулой вида

$$\left. \begin{array}{l} \left. \begin{array}{l} \{i+2.j\} \\ \dots\dots\dots \\ \{i+k.j+n\} \end{array} \right\} \dots \leftarrow i+1.j \\ \left. \begin{array}{l} \{i+2.j\} \\ \dots\dots\dots \\ \{i+k.j+n\} \end{array} \right\} \dots \leftarrow i+1.j+1 \\ \dots\dots\dots \\ \left. \begin{array}{l} \{i+k.j\} \\ \dots\dots\dots \\ \{i+k.j+n\} \end{array} \right\} \dots \leftarrow i+1.j+n \end{array} \right\} \leftarrow i.j+1(\leftrightarrow)i.j \rightarrow \left. \begin{array}{l} i+1.j \rightarrow \dots \left. \begin{array}{l} \{i+2.j\} \\ \dots\dots\dots \\ \{i+k.j+n\} \end{array} \right\} \\ i+1.j+1 \rightarrow \dots \left. \begin{array}{l} \{i+2.j\} \\ \dots\dots\dots \\ \{i+k.j+n\} \end{array} \right\} \\ \dots\dots\dots \\ i+1.j+n \rightarrow \dots \left. \begin{array}{l} \{i+k.j\} \\ \dots\dots\dots \\ \{i+k.j+n\} \end{array} \right\} \end{array} \right\} , \quad (2)$$

где  $i$  – индекс первого уровня схемы, соответствующего трем основным элементам;  $j$  – индекс первого подуровня каждого уровня схемы;  $k$  – добавочный индекс последнего уровня для одного из трех основных элементов схемы;  $n$  – добавочный индекс последнего подуровня каждого уровня схемы.

Приведем несколько примеров построения структурных формул грузоподъемных кранов различных конструкций:

1. Портальный кран (рис. 2, а) с башенно-стреловой металлической конструкцией (со-

членённой стрелой с вращательными параметрами), установленной на портале в виде двухбалочного бесконсольного козлового крана. В конструкцию крана входит механизм подъема с гибким подвесом груза, реечный механизм изменения вылета стрелы, механизм передвижения крана для рельсоколёсного шасси с произвольным значением колеи, а также механизм поворота с опорно-поворотным устройством на поворотной колонне. Структурная формула имеет вид

$$\left. \begin{array}{l} 4.2 \leftarrow 3.3 \leftarrow 2.1 \\ 4.2 \leftarrow 3.3 \leftarrow 2.2 \end{array} \right\} \leftarrow 1.2(\leftrightarrow)1.1 \rightarrow \left. \begin{array}{l} 2.1 \rightarrow 3.1(\leftrightarrow)1.3 \\ 2.2 \rightarrow \left. \begin{array}{l} 3.1 \rightarrow 4.3 \rightarrow 5.2 \rightarrow 6.1 \\ 3.2 \rightarrow 4.4 \\ 3.3 \rightarrow 4.1 \end{array} \right\} \end{array} \right\} . \quad (3)$$

2. Кран-манипулятор (рис. 2, б), установленный на пневмоколёсном шасси автомобиля, в структуру которого входит сочлененная стрела с поступательными и вращательными параметрами, механизм подъема с гибким подвесом груза, гидравлический подъ-

емный и телескопический механизмы изменения вылета стрелы, механизм поворота с опорно-поворотным устройством на поворотном круге. Структурная формула имеет вид

$$\left. \begin{array}{l} 3.4 \leftarrow 2.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \end{array} \right\} \leftarrow 3.2 \leftarrow 2.2 \left\} \leftarrow 1.2(\leftrightarrow)1.1 \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} 2.1 \rightarrow 3.1(\leftrightarrow)1.3 \\ 2.2 \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} 3.1 \rightarrow 4.3 \rightarrow 5.1 \rightarrow 6.1 \\ 3.2 \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} 4.2 \\ 4.3 \end{array} \right. \\ 3.3 \rightarrow 4.3 \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (4)$$



а



б

Рис. 2. Конструкции грузоподъемных кранов: а – портальный кран; б – кран-манипулятор

3. Двухбалочный мостовой кран общего назначения, в конструкцию которого входит механизм подъема с гибким подвесом груза, механизмы передвижения грузовой тележки

и крана для рельсоколясного шасси с произвольным значением колеи. Структурная формула имеет вид

$$\left. \begin{array}{l} 4.2 \leftarrow 3.1 \\ 4.2 \leftarrow 3.4 \end{array} \right\} \leftarrow 2.1 \leftarrow 1.2 \leftrightarrow 1.1 \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} 2.1 \rightarrow 3.1(\leftrightarrow)1.3 \\ 2.2 \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} 3.1 \rightarrow 4.3 \rightarrow 5.2 \rightarrow 6.1. \\ 3.1 \rightarrow 4.3 \rightarrow 5.2 \rightarrow 6.1 \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (5)$$

Количество строк в структурной формуле, принадлежащих её левой и правой части, определяет число укрупненных сборочных единиц конструкции крана. К примеру, согласно структурной формуле (3) описанный портальный кран состоит из двух укрупненных сборочных единиц металлоконструкции и четырех укрупненных сборочных единиц механизмов.

В любом грузоподъемном кране описанные сборочные единицы в различной степени взаимодействуют между собой, определяя функциональные возможности крана. С учетом структурной формулы, уникальной для каждого типа крана, взаимодействие сборочных единиц друг с другом можно представить в виде матрицы следующего вида

	1-я сборочная единица механизмов крана	2-я сборочная единица механизмов крана	.....	п-я сборочная единица механизмов крана	
Управляющее воздействие на механизм	$y_{y1}$	$y_{y2}$	...	$y_{yi}$	(6)
1-я сборочная единица металлоконструкции	$x_{11}$	$x_{12}$	...	$x_{1i}$	
2-я сборочная единица металлоконструкции	$x_{21}$	$x_{22}$	...	$x_{2i}$	
.....	...	...	...	...	
п-я сборочная единица металлоконструкции	$x_{n1}$	$x_{n2}$	...	$x_{ni}$	
1-я сборочная единица механизмов крана	$z_{11}$	$z_{12}$	...	$z_{1i}$	
2-я сборочная единица механизмов крана	$z_{21}$	$z_{22}$	...	$z_{2i}$	
.....	...	...	...	...	
i-я сборочная единица механизмов крана	$z_{i1}$	$z_{i1}$	...	$z_{ii}$	

где  $y_{yi}$  – уровень управляющего воздействия на  $i$ -й механизм;  $x_{ni}$  – уровень взаимодействия  $i$ -го механизма и  $n$ -го элемента металлоконструкции крана;  $z_{ii}$  – уровень взаимодействия механизмов крана.

Характерные для работы грузоподъемных кранов логические уровни управляющего воздействия на механизмы, а также уровни взаимодействия механизмов с элементами

металлоконструкций и друг с другом представлены в табл. 1.

С учетом данных табл. 1 приведем пример составления матрицы взаимодействия укрупненных сборочных единиц портального грузоподъемного крана (структурная формула (3)). Матрица взаимодействия элементов выглядит следующим образом

	№1	№2	№3	№4	
Управляющее воздействие	$y_{y1}$	$y_{y2}$	$y_{y3}$	$y_{y4}$	(7)
1.2→2.1→3.3→4.2	$y_{y1} + 4$	$y_{y2} + 1$	$y_{y3} + 4$	$y_{y4} + 3$	
1.2→2.2→3.3→4.2	$y_{y1} + 3$	$y_{y2} + 2$	$y_{y3} + 1$	$y_{y4} + 1$	
№1 1.1→2.1→3.1	0	$y_{y2} + 2$	$y_{y3} + 2$	$y_{y4} + 2$	
№2 1.1→2.2→3.1→4.3→5.2→6.1	$y_{y1} + 1$	0	$y_{y3} + 1$	$y_{y4} + 1$	
№3 1.1→2.2→3.2→4.4	$y_{y1} + 1$	$y_{y2} + 2$	0	$y_{y4} + 2$	
№4 1.1→2.2→3.3→4.1	$y_{y1} + 1$	$y_{y2} + 2$	$y_{y3} + 1$	0	

Таблица 1

Уровни управляющего воздействия на механизмы и уровни взаимодействия механизмов и элементов металлоконструкции крана

Уровни управляющего воздействия на механизмы $y_{yi}$	$y_{yi} = 0$ – механизм выключен	
	$y_{yi} = 1$ – механизм включен, кран перемещает груз	
	$y_{yi} = 2$ – механизм включен, кран не перемещает груз	
Уровни взаимодействия $i$ -го механизма и $n$ -го элемента металлоконструкции крана  $x_{ni} = y_{yi} + N_{mk}$	Механизм активно взаимодействует с элементом металлоконструкции (перемещает его)	$N_{mk} = 1$ – механизм непосредственно перемещает элемент металлоконструкции крана;
		$N_{mk} = 2$ – механизм опосредованно перемещает элемент металлоконструкции крана (механизм передвижения крана вместе с краном перемещает грузовую тележку и т.п.);
	Механизм пассивно взаимодействует с элементом металлоконструкции (опирается на него)	$N_{mk} = 3$ – механизм непосредственно опирается на элемент металлоконструкции крана;
		$N_{mk} = 4$ – механизм опосредованно опирается на элемент металлоконструкции крана (механизм подъема груза через металлоконструкцию тележки опосредованно опирается на мост крана);
Уровни взаимодействия механизмов крана  $z_{ii} = y_{yi} + N_{mex}$	$N_{mex} = 1$ – механизм при работе не взаимодействует с другими механизмами;	
	$N_{mex} = 2$ – механизм при работе опосредованно взаимодействует с другими механизмами (перемещает другой механизм вместе с элементами металлоконструкции и грузом);	
	$N_{mex} = 3$ – механизм при работе непосредственно взаимодействует с другими механизмами (механизмы подъема груза с дифференциальными полиспадами, полиспадные механизмы изменения вылета подъемных стрел и т.п.);	

Семантический перевод матрицы (7) можно представить в виде

Уровень управляющего воздействия на механизм подъема груза	Уровень управляющего воздействия на механизм передвижения крана	Уровень управляющего воздействия на механизм изменения вылета стрелы	Уровень управляющего воздействия на механизм поворота крана
Механизм подъема опосредованно опирается на портал крана $N_{mk} = 4$	Механизм передвижения непосредственно перемещает портал крана $N_{mk} = 1$	Механизм изменения вылета стрелы опосредованно опирается на портал крана $N_{mk} = 4$	Механизм поворота непосредственно опирается на портал крана $N_{mk} = 3$
Элементы механизма подъема непосредственно опираются на башенно-стреловое оборудование крана $N_{mk} = 3$	Механизм передвижения опосредованно перемещает башенно-стреловое оборудование крана $N_{mk} = 2$	Механизм изменения вылета стрелы непосредственно перемещает стрелу башенно-стрелового оборудования крана $N_{mk} = 1$	Механизм поворота непосредственно перемещает башенно-стреловое оборудование крана $N_{mk} = 1$
-	Механизм передвижения при включении опосредованно перемещает механизм подъема $N_{mex} = 2$	Механизм изменения вылета стрелы при включении опосредованно вместе со стрелой перемещает элементы механизма подъема $N_{mex} = 2$	Механизм поворота при включении опосредованно вместе с башенно-стреловым оборудованием перемещает элементы механизма подъема $N_{mex} = 2$
Механизм подъема при включении не взаимодействует с механизмом передвижения крана $N_{mex} = 1$	-	Механизм изменения вылета стрелы при включении не взаимодействует с механизмом передвижения крана $N_{mex} = 1$	Механизм поворота при включении не взаимодействует с механизмом передвижения крана $N_{mex} = 1$
Механизм подъема при включении не взаимодействует с механизмом изменения вылета стрелы $N_{mex} = 1$	Механизм передвижения при включении опосредованно перемещает механизм изменения вылета стрелы $N_{mex} = 2$	-	Механизм поворота при включении опосредованно вместе с башенно-стреловым оборудованием перемещает элементы механизма изменения вылета стрелы $N_{mex} = 2$
Механизм подъема при включении не взаимодействует с механизмом поворота крана $N_{mex} = 1$	Механизм передвижения при включении опосредованно перемещает механизм поворота крана $N_{mex} = 2$	Механизм изменения вылета стрелы при включении не взаимодействует с механизмом поворота крана $N_{mex} = 1$	-

Функция  $F_i(j)$  представляет собой сумму всех элементов какого-либо столбца матрицы взаимодействия при подстановке значений уровня управляющего воздействия на  $i$ -й механизм без учета первой строки. Физический смысл функции  $F_i(j)$  – уровень комплексного взаимодействия какого-либо ме-

ханизма крана с укрупненными сборочными единицами крана, включающими элементы металлоконструкции и другие механизмы. Для механизма подъема порталного крана согласно матрице (7) функция  $F_i(j)$  при перемещении груза примет значение  $F_1(j) = 15$ , при работе механизма без груза  $F_1(j) = 20$ .

В качестве эталона функционального взаимодействия введем понятие «идеально-го» с позиции функциональной эффективности крана, состоящего из двух укрупненных сборочных единиц – механизма подъема груза и стационарного элемента металлоконструкции крана, на который непосредственно опирается механизм подъема. При работе «идеального» крана с грузом функция  $F_{uo}(j) = 4$ , без груза –  $F_{uo}(j) = 5$ .

Так как в общем виде цикл работы крана включает промежутки работы механизмов

как с грузом, так и без груза, то в общем случае при расчете уровня функциональной эффективности крана целесообразно принимать  $F_{uo}(j) = 4,5$ .

Рассмотрим пример расчета критерия функциональной эффективности при перемещении груза на примере портального крана с матрицей взаимодействия элементов (7) и мостового крана с матрицей взаимодействия элементов (8). Начальное и конечное положения груза для всех случаев идентичны.

	№1	№2(т)	№3(к)
Управляющее воздействие	$y_{y1}$	$y_{y2}$	$y_{y3}$
1.2→2.1→3.1→4.2	$y_{y1} + 4$	$y_{y2} + 4$	$y_{y3} + 1$
1.2→2.1→3.4→4.2	$y_{y1} + 3$	$y_{y2} + 1$	$y_{y3} + 2$
№1 1.1→2.1→3.1	0	$y_{y2} + 2$	$y_{y3} + 2$
№2(т) 1.1→2.2→3.1→4.3→5.2→6.1	$y_{y1} + 1$	0	$y_{y3} + 2$
№3(к) 1.1→2.2→3.1→4.3→5.2→6.1	$y_{y1} + 1$	$y_{y2} + 1$	0

(8)

Схемы движения кранов и последовательности работы механизмов представлены на рис. 3.

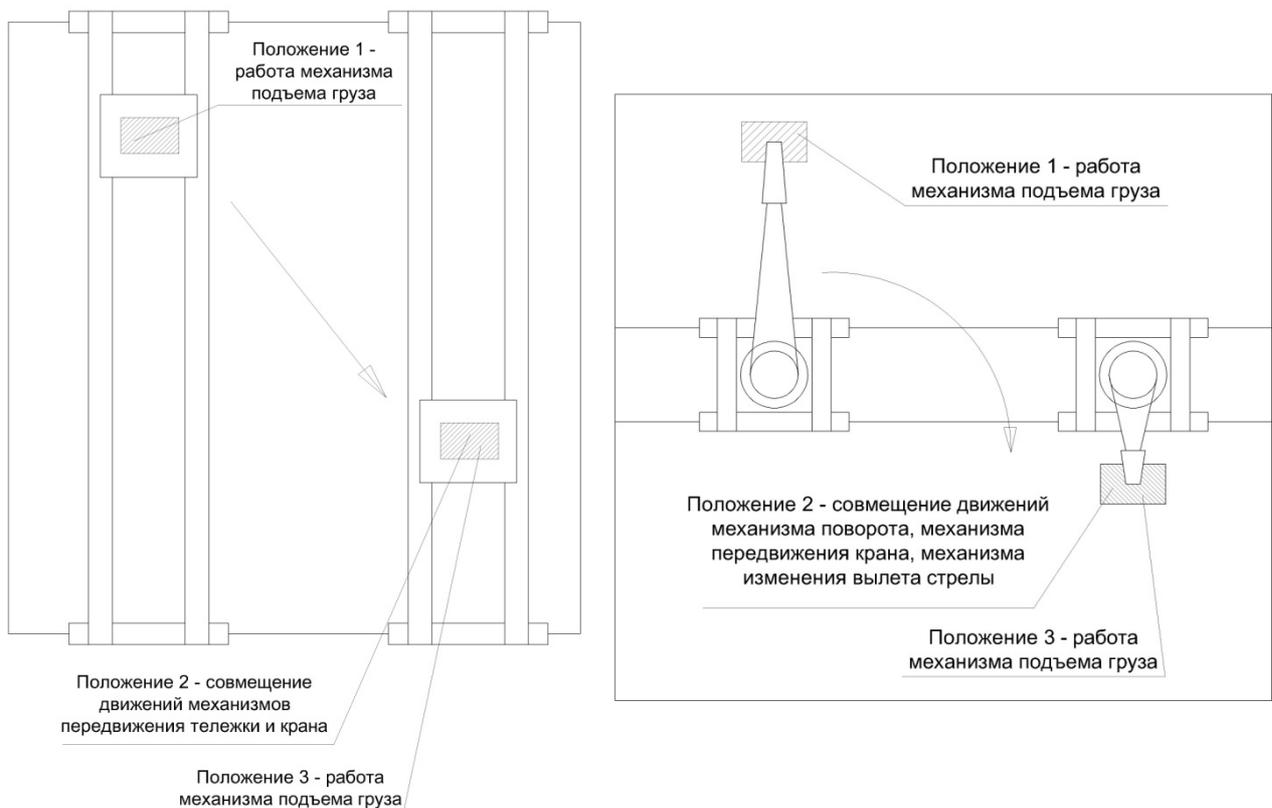


Рис. 3. Схемы перемещения груза грузоподъемными кранами: а – мостовым краном; б – портальным краном

В качестве начальных условий, для наглядности примера, примем одинаковым время подъема груза на определенную высоту и его опускания  $t_1 = t_3 = 10$  с. Каждый из кранов при перемещении груза проводит по одному временному отрезку совмещения работы механизмов. Продолжительность данного периода также примем одинаковой для двух кранов  $t_2 = 15$  с с условием полного включения (равномерной работы) каждого из механизмов в течение указанного отрезка времени. Следует уточнить, что порталный

кран за указанный период совмещает движение трех механизмов (т.е. каждый из механизмов включен в течение 15 с), а мостовой кран – только двух, каждый из которых также включен в течение 15 с. Уровень управляющего воздействия на механизмы  $y_{yi} = 1$ , т.к. краны не работают без груза согласно начальным условиям.

Величина критерия функциональной эффективности порталного крана для указанных условий

$$K_{\phi_3} = \frac{F_{uo}(j)}{\sum_{i=1}^n \frac{t_i}{t_u} F_i(j)} \cdot 100 = \frac{F_{uo}(j)}{\frac{t_1}{3} F_1 + \frac{t_2}{3} F_2 + \frac{t_2}{3} F_3 + \frac{t_2}{3} F_4 + \frac{t_3}{3} F_1} \cdot 100 = 14,2 \%$$

Величина критерия функциональной эффективности мостового крана для указанных условий

$$K_{\phi_3} = \frac{F_{uo}(j)}{\sum_{i=1}^n \frac{t_i}{t_u} F_i(j)} \cdot 100 = \frac{F_{uo}(j)}{\frac{t_1}{3} F_1 + \frac{t_2}{3} F_2 + \frac{t_2}{3} F_3 + \frac{t_3}{3} F_1} \cdot 100 = 21,8 \%$$

Функциональная эффективность мостового крана при осуществлении предложенной подъемно-транспортной операции выше эффективности порталного крана. При одинаковых временных параметрах цикла мостовой кран задействует меньшее число механизмов. Если при работе порталного крана не использовать один из механизмов в момент совмещения движений (к примеру, механизм изменения вылета стрелы), его функциональная эффективность повысится до значения  $K_{\phi_3} = 18,3$  %. При этом данное значение не достигает показателя мостового крана, т.к. при одинаковом количестве управляющих воздействий и времени осуществления цикла неиспользуемый механизм изменения вылета стрелы продолжает пассивно взаимодействовать с другими элементами внутри конструкции порталного крана, являясь для неё в данной конкретной ситуации атавизмом.

Предложенный критерий функциональной эффективности, как показано в примере, учитывает положительный эффект от сов-

мещения движений крана (уменьшается общее время цикла при сохранении значений функций взаимодействия элементов).

Предложенная в настоящей статье комплексная математическая модель функциональной эффективности грузоподъемного крана предполагает дальнейшее развитие в следующих направлениях:

1. Разработка ряда математических моделей функционального взаимодействия составляющих элементов внутри механизмов грузоподъемных кранов с их дальнейшей интеграцией в описанную систему. Проведение такой работы позволит в значительной степени повысить точность определения функциональной эффективности грузоподъемного крана не просто на уровне укрупненных сборочных единиц, но и на уровнях внутренних сборочных единиц механизмов вплоть до детализирования последних.

2. Разработка методологии решения обратной задачи функциональной эффективности – создание алгоритмов поиска наилучших конструкторских решений на всех уров-

нях сборочных единиц вплоть до разработки принципиально новых «видовых» решений грузоподъемных кранов по задаваемой величине функциональной эффективности. Предложенная на рис. 2 уровневая структурно-функциональная схема грузоподъемного крана является достаточно гибкой с широкими возможностями внесения новых конструктивных решений на различных уровнях взаимодействия. Создание подобной методологии по факту приведет к разработке принципиально нового метода проектирования грузоподъемных машин в целом на основе оптимизации их структурного анализа и синтеза.

3. Как следствие первых двух направлений развития – уточнение положения критерия функциональной эффективности грузоподъемного крана среди других критериев эффективности при проектировании подъемно-транспортной техники, его интеграция в различные комплексы критериев, а также определение уровней его веса в различных проектных ситуациях.

4. Введение в комплексную математическую модель функциональной эффективности и обоснование дополнительных уровней функционального взаимодействия грузоподъемных кранов с элементами строительных конструкций и другими технологическими объектами в зависимости от условий их эксплуатации.

Общая цель четырех приведенных выше направлений дальнейших исследований – развитие научных основ проектирования эффективных подъемно-транспортных операций с применением грузоподъемных кранов.

#### Список литературы

1. Келлер, К. Проектирование и реализация транспортного соединения 40.10 / К. Келлер, Ш. Хупперт, Р. Флорек // Глюкауф. – 2004. – №3. – С. 6-16.

2. Гончаров, К.А. Обоснование методики выбора рациональных вариантов систем приводов ленточных конвейеров на основе метода анализа иерархий / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - 2016. – №2. – С. 66-70.

#### Об авторах

Гончаров Кирилл Александрович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», [ptm\\_bstu@mail.ru](mailto:ptm_bstu@mail.ru).

Денисов Илья Александрович – аспирант кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», [ilia.denisow@yandex.ru](mailto:ilia.denisow@yandex.ru).

## A UNIFIED MATHEMATICAL MODEL OF FUNCTIONAL EFFICIENCY OF A HOISTING CRANE

Goncharov K.A., Denisov I.A.

Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

There was suggested and validated the criterion of functional efficiency of a hoisting crane in the form of a unified mathematical model. This model includes the model of structural interrelationships of large assembly units which is general for the known hoisting crane constructions; the model of the mathematical formulation of functional interrelationships of hoisting crane large assembly units; the design procedure of values of functional efficiency criterion. The concept of functional efficiency is formulated. Based on the examples of cranes of different types, there were shown the formation features of structural interrelationships of large assembly units of crane constructions; the example of synthesis of the corresponding structural formulas is provided; the building of the mathematical model of functional interaction of large assembly units inside the crane is shown; the matrix of interaction is semantically decoded.

**Key words:** hoisting crane; functional efficiency; structural formula; matrix of functional interaction; criterion of functional efficiency.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-389-399

### References

1. Keller K., Huppert S., Florek R. Proektirovaniye i realizaciya transportnogo soedineniya 40.10. *Glueckauf*, 2004, No.3, pp. 6-16.

2. Goncharov K.A. Substantiation of selection method of preferred alternative of belt conveyor drive systems on the basis of the analytic hierarchy process. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.2, pp. 31-37. (In Russian)

### Authors' information

Kirill A. Goncharov – PhD in Technical Sciences, associate Professor, Head of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia, [ptm\\_bstu@mail.ru](mailto:ptm_bstu@mail.ru).

Iliya A. Denisov – postgraduate student of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia, [ilia.denisow@yandex.ru](mailto:ilia.denisow@yandex.ru).

Дата принятия к публикации  
(Date of acceptance for publication)  
20.11.2017

Дата публикации  
(Date of publication):  
25.12.2017



УДК 625.54, 625.57

## ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛИНИИ КАНАТНОГО МЕТРО С УНИФИЦИРОВАННЫМИ ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ОПОРАМИ

Лагерев А.В., Лагерев И.А.

Брянский государственный университет им. акад. И.Г. Петровского (Брянск, Россия)

Сформулирована и решена задача условной нелинейной технико-экономической оптимизации шага установки промежуточных опор, унифицированных по высоте, при проектировании линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды. Задача оптимизации включает однокритериальную целевую функцию, выражающую стоимость строительства линии канатного метро (суммарную стоимость промежуточных опор, их фундамента, тягового и несущих стальных канатов и технологического оборудования). Указанная целевая функция подлежала минимизации путем нахождения оптимального сочетания шага установки промежуточных опор и усилия натяжения несущих канатов с учетом системы конструктивных, режимных, прочностных и градостроительных ограничений в виде нелинейных неравенств. Оптимизационный алгоритм был построен на основе прямого метода оптимизации типа Хука-Дживса, который был модифицирован с учетом необходимости варьирования высотой промежуточных опор с постоянным шагом, равным шагу унификации. При построении целевой функции были учтены три возможные формы провисания несущих канатов, которые могут быть реализованы для различных значений усилия их натяжения. Выполнен анализ влияния шага унификации и минимального типоразмера промежуточных опор по высоте на величину их оптимального шага в зависимости от конструктивных и стоимостных показателей промежуточных опор, а также на стоимость 1 км линии канатного метро при различных значениях угла продольного уклона поверхности рельефа вдоль линии канатного метро.

**Ключевые слова:** канатное метро, канатная дорога, промежуточная опора, шаг установки, унификация, канат несущий, канат тяговый, агрегатная прочность, технико-экономическая оптимизация, стоимость

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-400-414

В настоящее время канатный транспорт все шире рассматривается как перспективная альтернатива развития транспортной инфраструктуры применительно к условиям крупных городов и мегаполисов, а также территориальных кластеров (например, туристических или рекреационных) [1]. Это связано с рядом существенных социальных, технических и экономических преимуществ данного наземного вида общественного транспорта перед его традиционными видами - наземным (троллейбус, автобус, трамвай) и подземным (метрополитен) [1, 2]. Однако максимальная реализация потенциальных преимуществ канатного общественного транспорта возможна лишь при создании его новых инновационных исполнений, в частности, на основе мехатронных модулей движения и развитой системы автоматического управления движением всего подвижного состава в пределах транспортной сети из нескольких линий-маршрутов. Принципиальные схемные решения и отдельные проектно-конструкторские разработки, имеющиеся в этом направлении, представлены, например, в работах [3-6]. В [1, 2, 7, 8] разработаны концептуальные предложения по строительству канатного метро применительно к

конкретным городам и территориям – Ростову-на-Дону, Брянску, Екатеринбург, Одессе, горно-спортивному кластеру Сочи и др.

Особое значение для научной проработки проблемы внедрения канатного метро в транспортную инфраструктуру крупных городов и территорий и ее реализации применительно к ландшафтно неоднородным условиям имеет задача рационального проектирования транспортных линий. Она носит технико-экономический характер, так как их строительство в реальных городских условиях с учетом значительного числа ограничений, связанных с особенностями уже имеющейся городской застройки как в плане, так и по высоте, является финансово затратным мероприятием. При этом стоимость строительства весьма чувствительна к выбору основных проектных параметров линий – расстояний между соседними промежуточными опорами, высоты промежуточных опор, диаметров несущих канатов и характеристик их натяжения [9-11]. Постановка задачи проектирования линий канатного метро в целом как задачи технико-экономической оптимизации, предложенная в [12, 13], является наиболее перспективным подходом к решению практически важной проблемы макси-

мального удешевления строительства канатного метро без ущерба надежности и энергоэффективности технической системы.

**Постановка задач исследования.**

Представленные в работах [9-13] результаты технико-экономической оптимизации проектирования линий канатного метро показывают, что на стоимостные характеристики оптимальных вариантов конструктивного исполнения линий значительное влияние имеют высоты промежуточных опор. Как следствие, оптимальное проектирование линии, проходящей вдоль ландшафтно неоднородной поверхности, путем математически формализованного поиска минимума стоимостной целевой функции с помощью известных методов оптимизации приводит к тому, что оптимальный вариант требует установки промежуточных опор индивидуальной высоты. С практической точки зрения это является крайне неудобным обстоятельством, так как требует индивидуального подхода к проектированию и производству промежуточных опор, что, естественно, усложняет и удорожает процессы их конструирования, технологической подготовки к производству, изготовления и монтажа. Учитывая, что строительство линии канатного метро предусматривает возведение достаточно большого числа промежуточных опор (как правило, от 3 до 6 штук в пределах 1 км линии), актуальной является задача унификации промежуточных опор по высоте. Указанная унификация должна предусматривать использование промежуточных опор нескольких типоразмеров, начиная от минимального (высотой  $H_{t\min}^{un}$ ) и кончая максимальным (высотой  $H_{t\max}^{un}$ ). Промежуточные типоразмеры унифицированных опор в диапазоне  $H_{t\min}^{un} \dots H_{t\max}^{un}$  отличаются между собой по высоте на постоянный шаг унификации  $\Delta H$ .

Необходимость использования унифицированных промежуточных опор обуславливает необходимость коррекции тех математических моделей задачи оптимального проектирования линий канатного метро, которые были разработаны ранее в [9-13].

Для решения технико-экономической задачи оптимального проектирования линии канатного метро с унифицированными по

высоте промежуточными опорами целесообразно использовать две оптимизационные математические модели:

- модель оптимизации шага установки промежуточных унифицированных опор;
- модель оптимизации линии канатного метро в целом.

Первая из названных математических моделей позволяет оценить оптимальные характеристики линии канатного метро, проложенной преимущественно вдоль практически горизонтальной или наклонной поверхности рельефа с практически постоянным углом наклона  $\alpha_{sl}$ . В связи с постоянством геометрической формы рельефа в рамках данной модели достаточно рассмотреть сравнительно небольшой участок линии – локальный участок между двумя соседними промежуточными опорами  $L_t$  равной высоты  $H_{tg}$ .

Вторая модель позволяет оценить оптимальные характеристики линии канатного метро, проложенной вдоль ландшафтно неоднородной трассы, по длине которой имеют место значимые изменения геометрической формы рельефа и ее количественных параметров. Указанная модель максимально приближена к оптимизации реальных линий канатного метро и поэтому в ее рамках необходимо рассматривать линию канатного метро на всем протяжении  $L_{tr}$ , причем унифицированные промежуточные опоры, как правило, будут иметь неодинаковую высоту  $H_{tg,i}$  с разностью, кратной принятому шагу унификации  $\Delta H_{tg}$ .

**Математическая модель оптимизации шага установки промежуточных унифицированных опор.**

В качестве целевой функции при формулировке задачи технико-экономической оптимизации линии канатного метро будем использовать целевую функцию, предложенную в [9]. Она имеет стоимостное выражение и складывается из стоимости самих промежуточных опор и фундамента под ними, а также стоимости тягового и несущих стальных канатов и установленного на опоре технологического оборудования:

$$C = n_t(C_f + C_t + C_e) + (n_t + 1)(C_{kt} + n_{kn}C_{kn})I_k, \quad (1)$$

где  $C_t, C_f, C_e$  - единичная стоимость опорной конструкции, фундамента и комплекта технологического оборудования;  $C_{kt}, C_{kn}$  - стоимость 1 погонного метра тягового и несущего каната соответственно;  $n_t = L_{tr} / L_t - 1$  - число опорных конструкций.

Количественная оценка стоимости промежуточных опор в зависимости от их конструктивного исполнения, фундамента опор,

тягового и несущих канатов содержится в работах [9, 12, 13].

При построении модели целесообразно использовать методический подход, который ранее был разработан в [9-11], внося в него определенные коррективы. Расчетная схема математической модели оптимизации шага установки промежуточных унифицированных опор приведена на рис. 1.

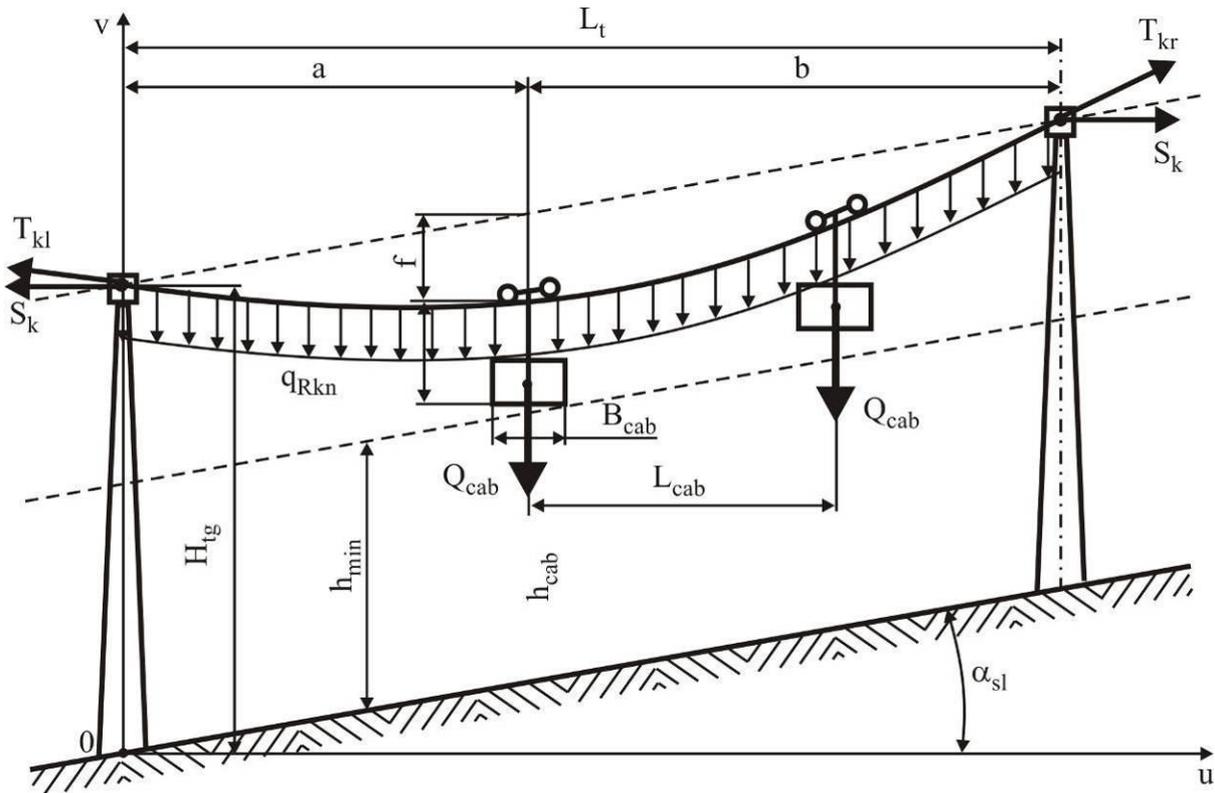


Рис. 1. Расчетная схема участка линии канатного метро между соседними промежуточными унифицированными опорами [10]

В данном случае вектор управляемых параметров целесообразно сформировать также из двух независимых величин задачи оптимизации, однако вместо шага установки промежуточных опор  $L_t$  (как это сделано в [9-11]) включить геометрическую высоту промежуточных опор  $H_{tg}$  и горизонтальное усилие натяжения несущего каната  $S_k$ . Поэтому вектор варьируемых (управляемых) параметров будет иметь следующий вид:

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2\} = \{H_{tg} \ S_k\}.$$

Такая замена варьируемых параметров позволяет упростить процедуру поиска глобального минимума целевой функции (1), так как при ее реализации с помощью одного

из прямых методов оптимизации [14, 15] возможно непосредственное варьирование высотой промежуточной опоры  $H_{tg}$  с принятым шагом унификации  $\Delta H_{tg}$ . Это гарантирует, что в процессе поиска минимума целевой функции будет получен такой оптимальный вектор варьируемых параметров  $\{x\}^{opt}$ , в котором переменная  $x_1^{opt} = H_{tg}^{opt}$  будет иметь не произвольное, а требуемое по условию унификации высоты опор значение. Шаг установки промежуточных опор, соответствующий известным значениям  $H_{tg}$  и  $S_k$ , определяется следующими соотношениями:

- при I форме провисания несущего каната между соседними опорами (при значении кри-

терия формы провисания каната  $K_f > 1$  [12])

$$L_t = \frac{S_k}{\psi_d q_{Rkn}} \left\{ \left[ \frac{4\psi_d q_{Rkn}}{S_k} \left( H_{tg} - h_{\min} - h_{cab} - \frac{\psi_d q_{Rkn} B_{cab}^2}{4S_k} \right) + tg^2 \alpha_{sl} \right]^{0,5} + (\psi_d - 1) tg \alpha_{sl} \right\};$$

- при II и III формах провисания несущего каната между соседними опорами (при

значении критерия формы провисания каната  $K_f \leq 1$  [12])

$$L_t = 2 \left\{ \frac{2S_k}{\psi_d q_{Rkn}} \left[ H_{tg} - h_{\min} - h_{cab} - \frac{B_{cab}}{2} \left( \frac{\psi_d q_{Rkn} B_{cab}}{4S_k} + tg \alpha_{sl} \right) \right] \right\}^{0,5},$$

где  $q_{Rkn}$  - расчетная величина распределенной нагрузки на один несущий канат [10, 12];  $\psi_d$  - коэффициент динамичности [9, 16];  $h_{\min}$  - минимально допустимое приближение низа пассажирской кабины к поверхности рельефа;  $h_{cab}$  - высота пассажирской кабины с учетом устройства подвешивания;  $B_{cab}$  - длина пассажирской кабины.

Остальные величины, используемые в математической модели и характеризующие геометрические размеры линии канатного метро, эксплуатационные нагрузки на несущие канаты, параметры пассажирских кабин и др., являются фиксированными, так как либо задаются в качестве исходных данных, либо вычисляются в зависимости от указанных управляемых параметров.

К первой группе относятся: длина линии  $L_{lr}$ , расстояние между соседними кабинами  $L_{cab}$ , вес  $Q_{cab}$  и площадь проекции пассажирской кабины на вертикальную плоскость  $A_{cab}$  [12], минимально допустимое приближение низа пассажирской кабины к поверхности рельефа  $h_{\min}$ , высота пассажирской кабины с учетом устройства подвешивания  $h_{cab}$ , угол наклона поверхности рельефа  $\alpha_{sl}$ , коэффициент усиления конструкции опоры при действии максимально допустимого по условию прочности каната усилия натяжения  $\psi$  [9], коэффициент динамичности  $\psi_d$ , минимальный коэффициент запаса прочности каната согласно требованиям Ростехнадзора [18]  $[n]_k$ , нормативное значение ветрового давления [19] в зависимости от

номера ветрового района [20]  $w_0$ , аэродинамические коэффициенты несущего каната  $C_{wkn}$  [19] и пассажирской кабины  $C_{cab}$ , коэффициенты возрастания ветрового давления с высотой от поверхности [19], рассчитанные для высоты расположения оси каната  $k_{wkn}$  и центра тяжести кабины  $k_{wcab}$ , коэффициенты неравномерности распределения весовой  $\mu_1$  и ветровой  $\mu_{w1}$  нагрузки на крайний несущий канат от пассажирской кабины, коэффициент ослабления давления ветра на поверхность крайнего несущего каната для ряда параллельно расположенных канатов  $\eta_1$  [19], агрегатная прочность несущего каната максимального диаметра  $d_{kn\max}$  выбранной конструкции  $R_{kn}(d_{kn\max})$  [9, 12], число несущих канатов  $n_{kn}$  и эмпирические коэффициенты в регрессионных зависимостях связи стоимости промежуточных опор с их высотой и стоимости 1 погонного метра несущего и тягового канатов с их диаметром  $C_{f0}, a_f, C_{t0}, a_t, q_{k0}, r_{k0}, r_{k1}, r_{k2}, c_{k0}, c_{k1}, c_{k2}$  [9, 12, 13].

Ко второй группе относятся: расчетная величина распределенной нагрузки на один несущий канат  $q_{Rkn}$ , распределенная нагрузка от веса пассажирской кабины  $q_{cab}$  [12], стрела провисания  $f$  и расстояния сечения максимального провисания несущего каната от промежуточных опор  $a$  и  $b$  [10], диаметры тягового  $d_{kt}$  и несущего  $d_{kn}$  канатов, шаг установки промежуточных опор  $L_t$ , длина

несущего каната в пролете с учетом его провисания  $l_k$  [10], число промежуточных опор вдоль линии канатного метро  $n_t$ , осевые усилия натяжения несущего каната на левой  $T_{kl}$  и правой  $T_{kr}$  опорах [10]. Из величин

$$\begin{aligned} \{z\}^T &= \{z_1 z_2 z_3 z_4 z_5 z_6 z_7 z_8 z_9 z_{10} z_{11} z_{12} z_{13} z_{14}\} = \\ &= \{q_{Rkn} q_{cab} f d_{kt} d_{kn} L_t l_k n_t a b T_{kl} T_{kr} R_{kn} (d_{kn \max}) / [n]_k K_f\}. \end{aligned}$$

Окончательно задача технико-экономической оптимизации шага установки промежуточных опор канатного метро, унифицированных по высоте, сводится к минимизации целевой функции – суммарной стоимо-

второй группы формируется вектор неуправляемых параметров, которые не подлежат варьированию в процессе решения оптимизационной задачи:

сти изготовления и монтажа опор, приобретения тягового и несущих канатов, которая согласно (1) имеет вид:

- при I форме провисания несущего каната между соседними опорами

$$\begin{aligned} \Pi(\{x\}, \{z\}) &= \left( \frac{L_{tr}}{z_6} - 1 \right) \left\{ C_{f0} \left[ x_1 \left( 1 + \psi \frac{x_2}{z_{14}} \right) \right]^{a_f} + C_{t0} \left[ x_1 \left( 1 + \psi \frac{x_2}{z_{14}} \right) \right]^{a_t} \right\} + \\ &+ (C_{kt} + n_{kn} C_{kn}) \frac{L_{tr}}{\cos \alpha_{sl}} \left[ 1 + \frac{8}{3} \left( \frac{z_9 \cos \alpha_{sl}}{z_6} \right)^2 \left( \psi_d \frac{z_1 z_9}{x_2} + tg \alpha_{sl} \right)^2 \right] \rightarrow \min ; \end{aligned} \quad (2)$$

- при II и III формах провисания несущего каната между соседними опорами

$$\begin{aligned} \Pi(\{x\}, \{z\}) &= \left( \frac{L_{tr}}{z_6} - 1 \right) \left\{ C_{f0} \left[ x_1 \left( 1 + \psi \frac{x_2}{z_{14}} \right) \right]^{a_f} + C_{t0} \left[ x_1 \left( 1 + \psi \frac{x_2}{z_{14}} \right) \right]^{a_t} \right\} + \\ &+ (C_{kt} + n_{kn} C_{kn}) \frac{L_{tr}}{\cos \alpha_{sl}} \left[ 1 + \frac{1}{6} \left( \frac{\psi_d z_1 z_6}{2x_2 \cos \alpha_{sl}} \right)^2 \right] \rightarrow \min . \end{aligned} \quad (3)$$

При этом должны выполняться ограничения в форме неравенств, которые определяют следующие требования:

- к высоте предельных типоразмеров унифицированных промежуточных опор

$H_{t \max}^{un} - x_1 \geq 0$ ;  $x_1 - H_{t \min}^{un} \geq 0$ ;  
- минимальной высоте промежуточной опоры при I форме провисания каната

$$x_1 - h_{\min} - h_{cab} - \frac{\psi_d z_1 B_{cab}^2}{4x_2} - z_9 \left( \psi_d \frac{z_1 z_9}{x_2} + tg \alpha_{sl} \right) \geq 0 ;$$

при II и III формах провисания каната

$$x_1 - h_{\min} - h_{cab} - \frac{B_{cab}}{2} \left( \psi_d \frac{z_1 B_{cab}}{4x_2} + tg \alpha_{sl} \right) - \psi_d \frac{z_1 z_6^2}{8x_2} \geq 0 ;$$

- к максимально допустимому горизонтальному усилию натяжения несущего каната

$$z_{14} - x_2 \geq 0 ;$$

- к допустимому диапазону изменения величины шага установки соседних опор

$$L_{t \max} - z_6 \geq 0 ; \quad L_{tr} / z_6 - 1 \geq 0 ;$$

- к допустимому диапазону изменения диаметров тягового каната

$$d_{kt \max} - z_4 \geq 0; \quad z_4 - d_{kt \min} \geq 0;$$

- к допустимому диапазону изменения диаметров несущих канатов

$$d_{kn \max} - z_5 \geq 0; \quad z_5 - d_{kn \min} \geq 0;$$

- к максимально допустимой величине провисания несущего каната между опорами при I форме провисания каната

$$\psi_f z_6 - z_9 \left( \psi_d \frac{z_1 z_9}{x_2} + tg \alpha_{sl} \right) \geq 0;$$

при II и III формах провисания каната

$$\psi_f z_6 - \psi_d \frac{z_1 z_6^2}{8x_2} \geq 0;$$

- к минимальному усилию натяжения каната согласно требованиям Ростехнадзора [18] при I форме провисания каната

$$x_2 - \frac{10n_{cab} \psi_d Q_{cab}}{n_{kn}} \cos \left[ \arctg \left( \psi_d \frac{z_1 z_9}{x_2} \right) \right] \geq 0;$$

при II и III формах провисания каната

$$x_2 - \frac{10n_{cab} \psi_d Q_{cab}}{n_{kn}} \cos \left[ \arctg \left( tg \alpha_{sl} - \psi_d \frac{z_1 z_6}{2x_2} \right) \right] \geq 0;$$

- к максимальному усилию натяжения каната, исходя из его наибольшей возможной агрегатной прочности при I форме провисания каната

$$z_{14} \cos \left[ \arctg \left( \psi_d \frac{z_1 (z_6 - z_9)}{x_2} \right) \right] - x_2 \geq 0;$$

при II и III формах провисания каната

$$z_{14} \cos \left[ \arctg \left( tg \alpha_{sl} + \psi_d \frac{z_1 z_6}{2x_2} \right) \right] - x_2 \geq 0,$$

где  $L_{t \max}$  - предельное расстояние между промежуточными опорами;  $d_{kt \max}$ ,  $d_{kn \max}$  - максимальный диаметр тягового и несущего канатов;  $d_{kt \min}$ ,  $d_{kn \min}$  - минимальный диаметр тягового и несущего канатов;  $\psi_f$  - коэффициент допустимого провисания каната между опорами;  $n_{cab}$  - число пассажирских кабин, одновременно находящихся в пределах одного пролета.

Для нахождения минимума целевой функции (2) или (3) с учетом принятых ограничений необходимо использовать один из прямых методов условной оптимизации [14, 15], основанный на непосредственном вычислении величины целевой функции  $C(\{x\}, \{z\})$ . Известные прямые методы (например, методы типа Хука-Дживса) предусматривают поиск точки оптимума  $\{x\}^{opt}$  путем постепенного пошагового приближения к ней от исходной начальной точ-

ки оптимизации  $\{x\}^{beg}$ , причем по мере приближения производится постепенное уменьшение шага поиска до тех пор, пока он не достигнет требуемой точности положения точки вычисления оптимума в пределах множества управляемых параметров  $\{x\}$ . В рассматриваемом случае такой вычислительный алгоритм является неприемлемым, так как по одному из управляемых параметров - высоте промежуточной опоры  $x_1 = H_{tg}$  - шаг оптимизации должен оставаться постоянным в течение всего поиска положения точки оптимума и быть равным шагу унификации:

$$\Delta x_1 = \Delta H = const.$$

Это требует соответствующей коррекции выбранного традиционного метода оптимизации. Следует ожидать, что на величину минимальной стоимости строительства линии канатного метро, определяемую расчетом целевой функции (1), также будет оказывать влияние принятый минимальный типоразмер унифицированных промежуточных опор, характеризующийся минимальной высотой  $H_{t \min}^{un}$ . Это требует проведения ряда оптимизационных расчетов для нескольких начальных точек оптимизации  $\{x\}^{beg}$ , отличающихся значением высоты промежуточной опоры  $x_1^{beg} = H_{t \min}^{un, i}$ , причем для  $i$ -го

расчета величина  $H_{t_{\min}}^{un,i}$  задается в интервале  $H_{t_{\min}}^{un} \dots H_{t_{\min}}^{un} + \Delta H$ .

• Решение задачи оптимизации шага установки унифицированных по высоте промежуточных опор линии канатного метро с учетом названных выше особенностей вычислительного алгоритма метода оптимиза-

ции было реализовано в компьютерной программе «Оптимизация линии канатного метро с унифицированными опорами» [21]. Ее структурная схема с указанием входящих процедур представлена на рис. 2, а укрупненная блок-схема - на рис. 3.

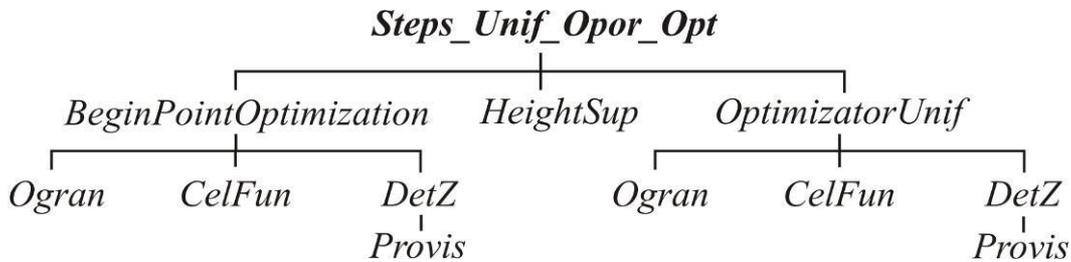


Рис. 2. Структурная схема компьютерной программы «Оптимизация линии канатного метро с унифицированными опорами»

Программа структурно включает в себя головную процедуру *Steps\_Unif\_Opor\_Opt* и 6 подпрограмм типа Procedure:

- *BeginPointOptimization* – расчет целевой функции в начальной точке оптимизации;
- *CelFun* – вычисление значения целевой функции  $\Pi(\{x\})$  в соответствии с соотношениями (2) или (3);
- *DetZ* - вычисление неуправляемых параметров - компонент вектора  $\{z\}$ ;
- *Provis* – определение формы провисания каната и вычисление компонент вектора  $\{z\}$ , зависящих от формы провисания каната;
- *Ogran* – вычисление левых частей ограничений задачи оптимизации;
- *OptimizadorUnif* – реализация алгоритма оптимизации целевой функции (с учетом коррекции алгоритма на основе постоянства шага оптимизации по одному из управляемых параметров – высоте промежуточной опоры);

*HeightSup* – определение минимального типоразмера унифицированной промежуточной опоры.

**Анализ результатов оптимизации шага установки промежуточных унифицированных опор.**

Расчеты, проведенные с помощью вычислительной программы «Оптимизация линии канатного метро с унифицированными опорами» [21] для ряда возможных вариантов конструктивного исполнения канатной

транспортной системы, показали, что технико-экономические показатели оптимального варианта установки унифицированных по высоте промежуточных опор зависят от шага унификации  $\Delta H$ , стоимости строительства самой опоры и комплекта технологического оборудования, монтируемого на опоре, а также угла наклона земной поверхности  $\alpha_{sl}$ .

На рис. 4 приведены результаты оптимизации – графики изменения высоты и шага установки унифицированных промежуточных опор  $H_{ig}^{opt}$  для трех значений шага унификации  $\Delta H = 2, 4$  и  $8$  м в зависимости от угла наклона поверхности рельефа  $\alpha_{sl}$ . Конструктивно каждый из указанных шагов может быть реализован с помощью специальной секции-вставки соответствующей длины, крепящейся на оголовке промежуточной опоры, например, минимального типоразмера  $H_{ig\min}^{un}$ . Для рассмотренных вариантов  $\Delta H$  был принят единый минимальный типоразмер  $H_{ig\min}^{un} = 18$  м. На рис. 4 также нанесен график  $H_{ig}^{opt}(\alpha_{sl})$ , рассчитанный для неунифицированных опор на основе решения задачи технико-экономической оптимизации линии канатного метро [10]. Для унифицированных опор график  $H_{ig}^{opt}(\alpha_{sl})$  имеет дискретно-ступенчатый характер (рис. 4, а), причем с увеличением шага унификации  $\Delta H$  дискретность увеличивается: ширина

диапазона углов  $\alpha_{sl}$ , в пределах которых высота опор  $H_{lg}^{opt}$  имеет неизменное значение, | возрастает.

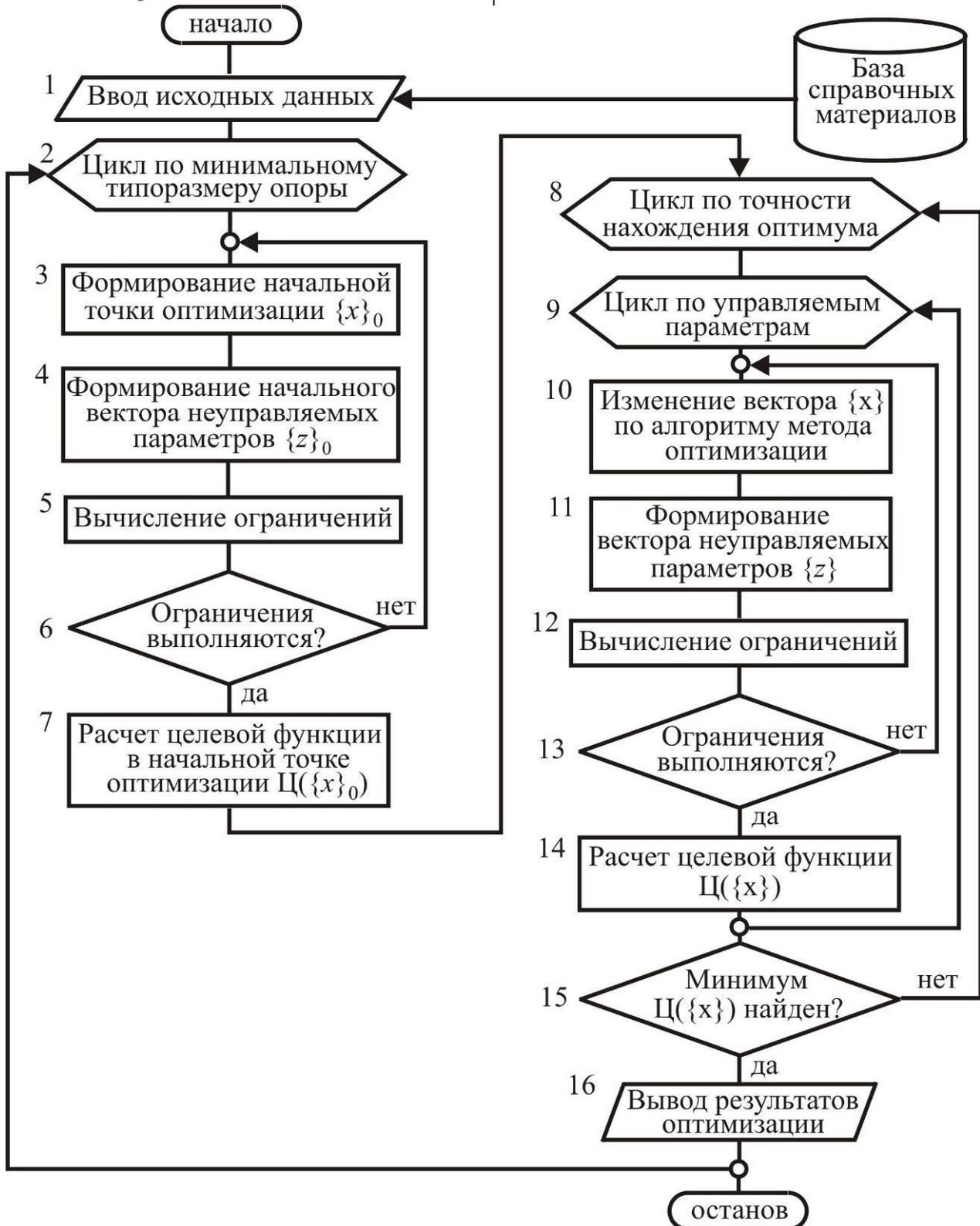


Рис. 3. Укрупненная блок-схема компьютерной программы «Оптимизация линии канатного метро с унифицированными опорами»

Изменение шага установки унифицированных промежуточных опор  $L_i^{opt}$  для оптимального варианта конструктивного исполнения линии канатного метро в зависимости

от угла наклона поверхности рельефа  $\alpha_{sl}$  также носит дискретно-ступенчатый характер (рис. 4, б). Переход на больший типоразмер унифицированной промежуточной опоры обуславливает необходимость установки

опор с большим шагом  $L_i^{opt}$ . Его величина затем начинает монотонно уменьшаться с дальнейшим ростом угла наклона  $\alpha_{sl}$  до тех пор, пока не потребуется переход на новый типоразмер опоры.

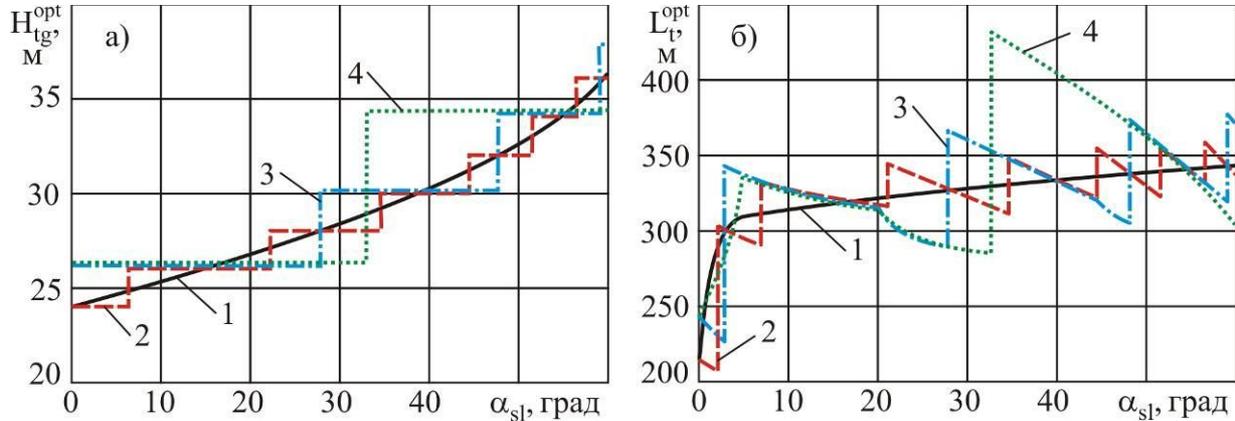


Рис. 4. Изменение оптимальных характеристик линии канатного метро с унифицированными промежуточными опорами в зависимости от угла наклона поверхности рельефа: а – высота опор; б – шаг установки опор (1 – неунифицированная опора; 2 –  $\Delta H = 2$  м; 3 –  $\Delta H = 4$  м; 4 –  $\Delta H = 8$  м)

Такая синхронность изменения оптимальных значений высоты и шага установки промежуточных опор приводит к тому, что оптимальные стоимостные характеристики линии канатного метро выражаются не дискретно-ступенчатой, а гладкой функцией. Как пример, на рис. 5 показан график стоимости 1 км линии канатного метро  $C_{1km}(\alpha_{sl})$

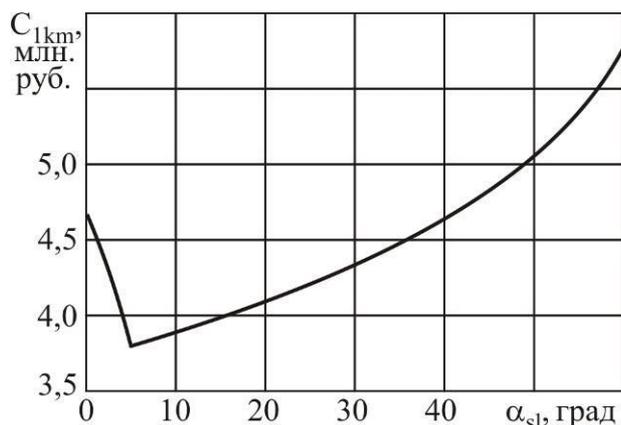


Рис. 5. Изменение стоимости 1 км линии канатного метро в зависимости от угла наклона поверхности рельефа для унифицированной опоры типа ПГМ 500 с шагом унификации 8 м

для унифицированных опор с шагом унификации  $\Delta H = 8$  м. В качестве стоимостных характеристик промежуточных опор и несущих канатов были рассмотрены стоимостные характеристики стальных многогранных опор типа ПГМ 500 и грузоподъемных канатов по ГОСТ 3079-80, приведенные в [10].

Немонотонный характер графика  $C_{1km}(\alpha_{sl})$  обусловлен тем, что, как показано в [10], при малых углах наклона поверхности рельефа  $\alpha_{sl} \leq \sim 5^\circ$  кривая провисания несущих канатов для оптимального конструктивного исполнения линии канатного метро характеризуется формой I, затем при углах наклона до  $\alpha_{sl} \sim 6 \dots 8^\circ$  – формой III, а далее – формой II. Анализируя форму графиков  $H_{tg}^{opt}(\alpha_{sl})$  на рис. 4, а, можно ожидать, что для тех значений угла  $\alpha_{sl}$ , при которых наблюдается наибольшая разница высот унифицированных и неунифицированных опор, должна также наблюдаться и наибольшая разница в стоимости 1 км линии канатного метро. Расчеты показали, что даже при достаточно большом шаге унификации  $\Delta H = 8$  м наибольшая разница в стоимости оказывается практически незначимой: она лежит в пределах до 2...3%, возрастая с ростом  $\alpha_{sl}$  и стоимости отдельных опор.

Унификация промежуточных опор по высоте и ее шаг практически не оказывают

влияния на оптимальное значение горизонтального усилия натяжения несущих канатов  $S_k^{opt}$ , которое определяется, главным образом, углом наклона поверхности рельефа  $\alpha_{sl}$  (рис. 6). Расчеты показали, что отклонение величины  $S_k^{opt}$  для неунифицированных и унифицированных опор в пределах диапазона углов наклона поверхности рельефа  $\alpha_{sl}=0...60^0$  составляет не более 0,5...0,8 %.

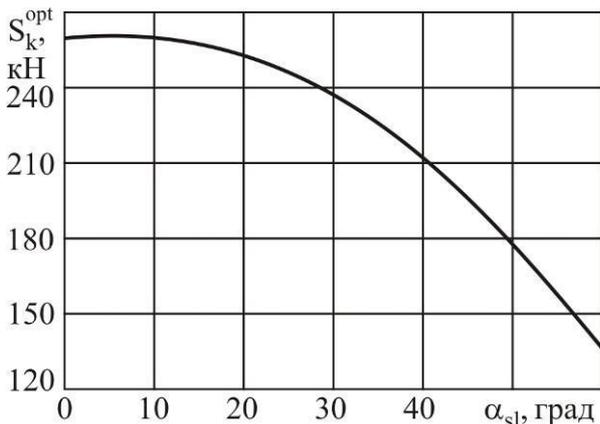


Рис. 6. Изменение горизонтального усилия натяжения несущих канатов  $S_k^{opt}$  в зависимости от угла наклона поверхности рельефа для унифицированной опоры типа ПГМ 500 с шагом унификации 8 м

Численное исследование влияния минимального типоразмера унифицированных промежуточных опор  $H_{i\min}^{un}$  на оптимальные характеристики конструктивного исполнения линии канатного метро показали, что даже при достаточно большом шаге унификации  $\Delta H = 8$  м выбор минимального типоразмера в интервале высоты опоры 0...8 м приводит к отклонению стоимости  $C_{1km}$  в малых пределах  $\pm 1,3\%$ , хотя отклонение  $L_i^{opt}$  может достигать  $\pm(15...20)\%$ .

**Математическая модель оптимизации линии канатного метро с унифицированными по высоте промежуточными опорами.**

В основу данной математической модели целесообразно положить ранее разработанную в [12, 13] и реализованную в виде компьютерной программы [22] математическую модель технико-экономической оптимизации проектирования линии канатного метро. В указанной модели рассматривается случай промежуточных опор, неунифицированных

по высоте, причем в вектор управляемых параметров задачи оптимизации непосредственно включены высоты промежуточных опор [12, 13]:

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n \ \dots \ x_N\} = \{H_A \ H_B \ S_k \ u_1 \ u_2 \ \dots \ u_{I_t} \ H_{I_{g1}} \ H_{I_{g2}} \ \dots \ H_{I_{gI_t}}\},$$

где  $H_A = H_{I_{gi}=0}$ ,  $H_B = H_{I_{gi}=I_t+1}$  - высота посадочных станций;  $H_{I_{gi}}$  ( $i \in [1; I_t]$ ) - высоты промежуточных опор;  $u_i$  ( $i \in [1; I_t]$ ) - координаты точек расположения промежуточных опорных конструкций вдоль линии канатного метро (при этом координаты расположения посадочных станций составляют: для станции  $A$  -  $u_A = u_{i=0} = 0$ , для станции  $B$  -  $u_B = u_{i=I_t+1} = L_{AB}$ );  $I_t$  - число промежуточных опор в пределах проектируемой линии.

Таким образом, математическая модель [12, 13] справедлива и для оптимального проектирования линии канатного метро с унифицированными по высоте промежуточными опорами при условии, что алгоритм используемого прямого метода оптимизации будет предусматривать постоянный шаг варьирования высоты всех промежуточных опор  $H_{I_{gi}} = \Delta H = const$  в течение всего процесса поиска положения точки минимума целевой функции.

**Заключение.**

1. Для технико-экономического оптимального проектирования линии канатного метро применительно к случаю промежуточных опор, унифицированных по высоте, традиционные алгоритмы оптимизации (методы типа Хука-Дживса) не могут быть использованы. Требуется их коррекция, которая предусматривает постоянство шага поиска точки минимума целевой функции в течение всего процесса оптимизации для части управляемых параметров – высот промежуточных опор. При этом шаг поиска для других управляемых параметров должен уменьшаться по мере приближения к точке минимума целевой функции.

2. Для унифицированных опор график зависимости их высоты от угла наклона поверхности рельефа имеет дискретно-ступенчатый характер. С увеличением шага унификации дискретность увеличивается: ширина диапазона углов наклона поверхно-

сти рельефа, в пределах которых высота опор остается постоянной, возрастает.

3. Для унифицированных опор график зависимости шага их установки вдоль линии канатного метро от угла наклона поверхности рельефа также имеет дискретно-ступенчатый характер. Переход на больший типоразмер унифицированной промежуточной опоры обуславливает необходимость установки опор с большим шагом. Его величина затем начинает монотонно уменьшаться с дальнейшим ростом угла наклона поверхности рельефа до тех пор, пока не потребуется переход на новый типоразмер опоры.

4. Синхронное изменение оптимальных значений высоты и шага установки промежуточных опор в зависимости от угла наклона поверхности рельефа приводит к тому, что оптимальные стоимостные характеристики линии канатного метро выражаются не дискретно-ступенчатой, а гладкой функцией. Она имеет экстремальный характер с минимумом при углах наклона поверхности рельефа  $\sim 5^0$ , что связано с изменением формы провисания несущих канатов.

5. Унификация промежуточных опор оказывает незначительное влияние на оптимальные стоимостные характеристики линии канатного метро. Даже при достаточно большом шаге унификации наибольшая разница в оптимальной стоимости оказывается практически незначимой: она лежит в пределах до 2...3%, возрастая с ростом угла наклона поверхности рельефа и единичной стоимости промежуточной опоры.

6. Унификация промежуточных опор по высоте и ее шаг практически не оказывают влияния на оптимальное значение горизонтального усилия натяжения несущих канатов. Оно определяется, главным образом, углом наклона поверхности рельефа. Отклонение величины горизонтального усилия натяжения несущих канатов для неунифицированных и унифицированных опор в пределах диапазона углов наклона поверхности рельефа  $0 \dots 60^0$  составляет не более 0,5...0,8 %.

#### Список литературы.

1. Короткий, А.А. Перспективы применения канатного транспорта в урбанизированной среде / А.А. Короткий, М.В. Кирсанов,

А.В. Панфилов // Градостроительство. – 2013. - № 4. - С. 66-70.

2. Лагереv, А.В. Перспективы внедрения инновационной технологии надземных пассажирских перевозок на основе подвесных пассажирских канатных дорог для модернизации системы общественного транспорта города Брянска / А.В.Лагереv, И.А. Лагереv // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. - №2. – С. 163-177. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-02-163-177.

3. Пат. 2506182 Российская Федерация, МПК В61В 7/00. Транспортная система («Канатное метро») / А.А. Короткий, А.В. Лагереv, Б.Ч. Месхи, В.М. Приходько, Г.В. Кустарев, В.Б. Маслов, Д.А. Короткий, М.В. Кирсанов, А.В. Панфилов, И.А. Лагереv. - № 2012121358/11; заявл. 23.05.12; опубли. 10.02.14.

4. Пат. 120617 Российская Федерация, МПК В61В 7/00. Транспортная система («Канатное метро») / А.А. Короткий, А.В. Лагереv, Б.Ч. Месхи, В.М. Приходько, Г.В. Кустарев, В.Б. Маслов, Д.А. Короткий, М.В. Кирсанов, А.В. Панфилов, И.А. Лагереv. - № 2012121284/11; заявл. 23.05.12; опубли. 27.09.2012. - Бюл. № 27.2. Пат. 2506182 Российская Федерация, МПК В61В 7/00. Транспортная система («Канатное метро») / А.А. Короткий, А.В. Лагереv, Б.Ч. Месхи, В.М. Приходько и др. - № 2012121358/11; заявл. 23.05.12; опубли. 10.02.14.

5. Канатное метро // ИКЦ «Мысль» НГТУ: [сайт]. - Режим доступа: <http://www.ikcmysl.ru/kanatnoe-metro>.

6. Самсонов, А.В. Моделирование динамики мехатронного модуля гибкого тягового органа канатной дороги / А.В. Самсонов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - № 2. – С. 81-85.

7. Лагереv, А.В. Концепция инновационной системы городского транспорта «Канатное метро города Брянска» / А.В. Лагереv, И.А. Лагереv, А.А. Короткий, А.В. Панфилов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2012. - №3. – С. 12-15.

8. Месхи, Б.Ч. Концепция развития сети канатного метро в Ростове-на-Дону // Б.Ч. Месхи, А.А. Короткий, В.Б. Маслов // Вестник Донского государственного технического

го университета. – 2011. – Т. 11. - № 8. – С. 1348-1355.

9. Лагерев, А.В. Оптимизация шага установки промежуточных опорных конструкций вдоль линии канатного метро / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного университета. – 2014. - № 4.- С. 22-30.

10. Лагерев, А.В. Влияние параметров рельефа на выбор оптимального шага промежуточных опор вдоль линии канатного метро / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. - №3. – С. 253-272. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-253-272.

11. Лагерев, И.А. Оптимизация шага расположения и высоты промежуточных опорных металлоконструкций канатного метро / И.А. Лагерев // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы: Материалы XIX Московской междунар. межвуз. научно-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. Москва, 9 апреля 2015 г. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015. – С. 88-90.

12. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование линии канатного метро / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного университета. – 2015. - № 2. - С. 406-415.

13. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Известия МГТУ «МАМИ». - 2015. – Т.1. - № 1 (23). – С. 57-65.

14. Лагерев, И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2013. – 228 с.

15. Гилл, Ф. Практическая оптимизация / Ф. Гилл, У. Мюррей, М. Райт. – М.: Мир, 1985. – 509 с.

16. Лагерев, А.В. Динамико-прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин / А.В. Лагерев, А.А. Мильто, И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2015. – 186 с.

17. Лагерев, И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов / И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с.

18. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности пассажирских канатных дорог и фуникулеров». – Утв. приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 6 февраля 2014 г. № 42.

19. Лагерев, А.В. Нагруженность подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерев. – Брянск: Изд-во БГТУ, 2010. – 180 с.

20. СНиП 23-01-99. Строительная климатология. – Введ. 2000-01-01. – М.: Госстандарт: Изд-во стандартов, 2000. – 68 с.

21. Оптимизация линии канатного метро с унифицированными опорами: свид-во о государственной регистрации программы для ЭВМ / Лагерев А.В., Лагерев И.А. - № 2017662165; заявл. 21.07.2017; опубли. 01.11.2017.

22. Оптимизация линии канатного метро: свид-во о государственной регистрации программы для ЭВМ / авторы, заявители и правообладатели Лагерев А.В., Лагерев И.А., Вольпер Л.В., Вольпер В.Л. - № 2015614518; заявл. 10.03.2015; опубли. 20.04.2015.

#### Сведения об авторах

Лагерев Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», [bsu-avl@yandex.ru](mailto:bsu-avl@yandex.ru).  
ORCID: 0000-0003-0380-5456.

Лагерев Игорь Александрович – доктор технических наук, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», [lagerev-bgu@yandex.ru](mailto:lagerev-bgu@yandex.ru).  
ORCID: 0000-0002-0921-6831.

## OPTIMAL DESIGN OF THE CABLE METRO WITH UNIFIED INTERMEDIATE SUPPORTS

Lagerev A.V., Lagerev I.A.

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, Bryansk, Russian Federation

In article was formulated and solved the problem of conditional nonlinear technical and economic optimization of the distance between intermediate supports, uniform in height, during the design of the cable metro lines in highly urbanized city environment. The optimization problem involves a single-criterion objective function that expresses the cost of construction of the cable metro line (total cost of intermediate supports and their foundations, traction and carrying steel cables and technical equipment). The specified objective function subject to minimization by finding the optimal combination of the distance between intermediate supports and tension carrying ropes with accounting constructive, modal, structural and planning constraints in the form of nonlinear inequalities. The optimization algorithm was based on the direct method of optimization type, Hooke-Jeeves, which was modified taking into account the need of varying the height of intermediate supports with a constant step equal to the step of unification. When constructing the objective function were considered three possible forms sagging of carrying ropes, which can be implemented for various values of the efforts of their tension. Analysis was done of the influence of the step unification and minimum size of intermediate supports on their optimum step, the cost of intermediate supports, the cost of 1 km cable metro line for different values of the angle of the longitudinal slope of the surface relief along the cable metro line. The graph of height of unified supports from the angle of the longitudinal slope of the surface relief has discrete-step type. With the increase of the step unify the discreteness increases: the width of the range of angles of the longitudinal slope of the surface relief within which the height of the supports remains constant, increases. The graph of step installation of unified supports along the cable metro line from the angle of the longitudinal slope of the surface relief also has discrete-step type. The transition to a larger height unified intermediate supports determines the need for installation of supports with a large pitch. Its value then begins to decrease monotonically with further increase of the angle of the longitudinal slope of the surface relief until it needs to transition to the new size of supports. Synchronous change in the optimal values of the height and step of the installation of intermediate supports, depending on the angle of the longitudinal slope of the surface relief leads to the fact that the optimal cost characteristics of the cable metro lines are smooth functions. It has an extreme character with a minimum at angles of inclination of the surface elevation ~5 degrees, which is associated with the form of sagging of the load-bearing ropes. Unification of intermediate supports has little effect on the optimal cost characteristics of the cable metro lines. Even for a sufficiently large step of the unification the largest difference in optimal value is almost insignificant: it lies in the range of 2...3%, increasing with increasing the angle of the longitudinal slope of the surface relief and unit cost of the intermediate support. Unification of intermediate supports according to the height and their step practically does not affect the optimal value for horizontal tension on the load-bearing ropes. It determined mainly by the angle of the longitudinal slope of the surface relief. Deviation of horizontal tension on the load-bearing ropes for the nonstandard supports and the unified supports within the range of angles of inclination of the terrain surface 0...60 degrees is not more than 0.5 to 0.8 %.

**Keywords:** cable metro, ropeway, intermediate support, installation step, unification, traction cable, carrying cable, strength of the cable, optimization, cost.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-400-414

### References

1. Korotkiy A.A., Kirsanov M.V., Panfilov A.V. Perspektivy primeneniya kanatnogo transporta v urbanizirovannoy srede. *Gradostroitel'stvo*, 2013, No. 4, pp. 66-70. (In Russian)
2. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Prospects of introduction of innovative technology overhead passenger traffic on the basis of the passenger ropeways for the modernization of the public transport system of the Bryansk city. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.2, pp. 163-177. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-02-163-177. (In Russian)
3. Patent RU 2506182. *Transportnaya sistema «Kanatnoe metro»* [Transport system «Rope metro»]. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.I., Prikhodko V.M., Kustarev G.V., Maslov V.B., Korotkiy D.A., Kirsanov M.V., Panfilov A.V., Lagerev I.A. Declared 23.05.2012. Published 10.02.2014. (In Russian)
4. Patent RU 120617. *Transportnaya sistema «Kanatnoe metro»* [Transport system «Rope metro»]. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.I., Prikhodko V.M., Kustarev G.V., Maslov V.B., Korotkiy D.A., Kirsanov M.V., Panfilov A.V., Lagerev I.A. Declared 23.05.2012. Published 27.09.2012. (In Russian)
5. *Kanatnoe metro. IKTs «Myhsl» NGTU*. Available at: <http://www.ikcmysl.ru/kanatnoe-metro>. (In Russian)

6. Samsonov A.V. Cable railway mechatronic drive dynamics simulation. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.2, pp. 81-85. (In Russian)
7. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Korotkiy A.A., Panfilov A.V. Innovation transport system "Bryansk rope metro". *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2012, No. 3, pp. 12-15. (In Russian)
8. Meskhi B.Ch., Korotkiy A.A., Maslov V.B. Vision of cable metro network in Rostov-on-Don. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2011, Vol.11, No.8, pp. 1348-1355. (In Russian)
9. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Cable transport system "Kanatnoe metro" towers distance optimisation. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2014, No.4, pp. 22-30. (In Russian)
10. Lagerev A.V., Lagerev I.A. The effect of topography on the choice of optimal step intermediate supports along the line of the cable metro. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.3, pp. 253-272. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-01-253-272 (In Russian)
11. Lagerev I.A. Optimization of the step location and height of intermediate support metal structures of the cable metro. *Materialy XIX Moskovskoy mezhdunarodnoy mezhvuzovskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii studentov, aspirantov i molodykh uchenykh "Podemno-transportnye, stroitelnye, dorozhnye, putevye mashiny i robototekhnicheskie komplekсы"* [Proceedings of the 19 Moscow International Scientific and Practical Conference of students, postgraduates and young scientists "Lifting-transport, building, road, track machines and robotic systems"]. Moscow, MGTU imeni N.E. Bauman, 2015, pp. 88-90. (In Russian)
12. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of the cable car line. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No. 2, pp. 406-415. (In Russian)
13. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of cable subway lines in a highly urbanized city environment. *Izvestiya MGTU "MAMI"*, 2015, Vol.1, No.2, pp. 57-65. (In Russian)
14. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Optimalnoe proektirovanie podyemno-transportnykh mashin* [Optimal design of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskii Universitet, 2013. 228 p. (In Russian)
15. Gill Ph.E., Murray W., Wright M.H. Practical optimization. Academic Press Inc. (London) Ltd, 1981.
16. Lagerev A.V., Milto A.A., Lagerev I.A. *Dinamiko-prochnostnoy analiz gidravlicheskiykh krano-manipulyatornykh ustanovok mobilnykh mashin* [Dynamic and mechanical analysis of hydraulic crane-manipulating installations of mobile machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 186 p. (In Russian)
17. Lagerev I.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogoselevykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov* [Modeling of work processes in manipulation systems for mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 371 p. (In Russian)
18. *Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti "Pravila bezopasnosti passazhirskikh kanatnykh dorog i funikule-rov"* [Federal norms and rules in the field of industrial safety "Safety rules for passenger ropeways and funiculars"]. Moscow, Federalnaya sluzhba po ekologicheskomu, tekhnologicheskomu i atomnomu nadzoru, 2014. (In Russian)
19. Lagerev A.V. *Nagruzhenost podemno-transportnoy tekhniki* [Load lifting and transport equipment]. Bryansk, BGTU, 2010. 180 p. (In Russian)
20. *SNiP 23-01-99. Stroitel'naya klimatologiya* [Building climatology]. Moscow, Gosstandart, 2003. 68 p. (In Russian)
21. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Optimizatsiya linii kanatnogo metro s unifikatsionnyimi oporami. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [Optimization of the cable metro lines with unified supports. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2017662165, 2017. (In Russian)
22. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Volper L.V., Volper V.L. *Optimizatsiya linii kanatnogo metro. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [Optimization of the cable metro line. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2015614518, 2015. (In Russian)

**Authors' information**

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, *bsu-avl@yandex.ru*.  
ORCID: 0000-0003-0380-5456.

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Vice rector for Innovations at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, *lagerev-bgu@yandex.ru*.  
ORCID: 0000-0002-0921-6831.

Дата принятия к публикации  
(Date of acceptance for publication)  
19.07.2017

Дата публикации  
(Date of publication):  
25.12.2017



УДК 621.878.6

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ СКРЕПЕРОВ С ТОЛКАЧОМ

Нилов В.А.

Воронежский государственный технический университет, Воронеж, Россия

Рассмотрен вопрос об экономико-математическом моделировании рабочего процесса прицепного скрепера, работающего с трактором-толкачом. Моделирование выполнялось на ЭВМ с учетом технических параметров тягача и толкача, грунтовых и дорожных условий, а также стоимости оборудования, капитальных и сменных затрат. Установлено наличие рациональной вместимости ковша скрепера, обеспечивающей максимальную сменную производительность и минимальные приведенные удельные затраты на разработку  $1 \text{ м}^3$  грунта. Показано положительное влияние эксплуатации прицепных скреперов с колесными тягачами и необходимость применения догружающих устройств, увеличивающих сцепной вес колесного тягача.

**Ключевые слова:** экономико-математическое моделирование, рациональная вместимость ковша, догрузка тягача.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-415-419

В работе [1] заложены основы технико-экономического моделирования различных скреперных агрегатов. В большинстве случаев их эффективная работа связана с применением дополнительных тракторов-толкачей [2]. В работе [3] показано существенное увеличение производительности прицепных серийных скреперов ДЗ-20 в результате их агрегатирования не с гусеничным трактором Т-130 (заводская комплектация), а с энергонасыщенным колесным трактором К-701 и увеличенной до  $10 \text{ м}^3$  вместимостью ковша (рис. 1).

На основе подробного анализа работы прицепного скреперного агрегата с толкачом

составлено его математическое описание, реализованное в расчетной программе для ЭВМ с графической визуализацией полученных основных технико-экономических показателей: сменной производительности  $P_{см}$  и приведенных удельных затрат  $Z_y$ . На рис. 2 приведены исходные данные для выполнения расчетов, включающие характеристики тягача, грунта, скрепера, параметров эксплуатации скрепера. В качестве эталонного принят скреперный агрегат в составе: тягач – Т-130, скрепер ДЗ-20 (вместимость ковша  $8 \text{ м}^3$ ), толкач – Т-130. Дальность транспортирования 300 м.



Рис. 1. Скреперный агрегат с ковшом увеличенной вместимости

а)

Скрепер   Экономика   Грунт														
Общие характеристики														
Параметр	Марка	Тип	Мак. тяга	Ном. мощ.	Ном. момент	Мак. момент	Момент на привод	Ном. частота	Частота к.к.	Частота при Mmax	Уд. раск. топ.	Силовой рад.	Вес тягача	Число передач
Ед. измер.	-	-	кН	кВт	Нм	Нм	Нм	1/мин	1/мин	1/мин	кг/Вт ч	м	кН	-
Значение	ньМ	К	90	176,5	802,4	882,9	110	2100	2270	1400	0,231	0,8	134	9
Передаточные числа трансмиссии														
Номер пер.	1	2	3	4	5	6	7	8	9					
Пер. число	219,2	180,4	124,4	89,46	51,1	34,1	28,8	25,4	21					
Ковш														
Догрузка	Коеф. наполн.	Коеф. мет. емк.	КНq - коеф. доли высоты загр.	Мп гл. рез.	Мак гл. рез.	Высота отс.	Коеф. исп. смены	Коеф. сложн.	Коеф. сниж. сц. веса					
0нет,1-есть	-	-	кН/м3	-	м	м	м	-	-	-				
0	1	10,2	1	0,01	0,18	0,25	0,5	0,9	0,88					
Толкач														
Параметр	Ном. мощ.	Мак. тяга	Цена	Уд. раск. топ.	Коеф. исп. дв. по врем.	Коеф. исп. дв. по мощ.	Перев. на 25 км	Перев. >25 км	ЗП перев. на 25 км	ЗП перев. >25 км	Коеф. исп. тяги 2х маш			
Ед. измер.	кВт	кН	руб.	кг/кВт ч	-	-	руб	руб	руб	руб	-			
Значение	102,9	90	4500000	0,231	0,92	0,8	26	0,6	39,5	1,1	1			

б)

Скрепер   Экономика   Грунт									
Стоимость									
Параметр	Мет. констр.	ТО и ТР	Ср. тар. став.	ЗП при перев. на 25 км	ЗП при перев. >25 км	Перевозка на 25 км	Перевозка >25 км	Топливо	Масло
Ед. измер.	руб/м3	руб/1000м3	руб	руб	руб	руб	руб	руб/кг	руб/л
Значение	153333	17320	24,748	26	0,6	39,5	1,1	38	60
Физические характеристики									
Параметр	Год. фонд врем.	Плотность масла	Число смен в году	Срок служ. СА	Срок служ. шин	Ср. объем работ на 1 об.	Дальность переб.	Период смены масла	
Ед. измер.	ч	кг/л	-	год	год	м3	км	ч	
Значение	1624	0,865	200	7	5000	20000	80	1500	
Кoeffициенты									
Параметр	Затр. на дост. и монт.	Исп. двиг. по врем.	Рас. топл. от мощ.	Перех. к стоим. масла	Накл. рас. на ЗП	Учета премий	Долив масла		
Значение	1,09	0,92	0,9	0,2	1,3	1,25	1,5		
Параметр	Норм. эк. эффект.	Накл. расх.	Нормативный	Испол. двиг. по мощ.	Попр. к тар. став.	Увел. цены из-за догр. устр.			
Значение	0,15	1,1	0,211	0,8	1,105	1			

в)

Скрепер   Экономика   Грунт											
Движение											
Параметр	Коеф. А	Коеф. В	Коеф. n	f тягача	f скрепера	Мак уклон	Ср. уклон	Коеф. уклон.	Врем. повор.	Врем. перекл.	Коеф. сцепл.
Ед. измер.	-	-	-	-	-	-	-	-	с	с	-
Значение	0,1	5,48	8	0,06	0,06	0,1584	0,1228	0,3	10	8	0,8
Резание											
Параметр	Уд. вес грунта	Коеф. учета тр.	Коеф. сопр. рез.	Коеф. разрых. гр.	Коеф. внеш. тр. грунта	Коеф. внут. тр. грунта	Коеф. e_mv	Отношение P2/P1	Коеф. потерь гр.		
Ед. измер.	кН/м3	-	кН/м2	-	-	-	-	-	-	-	
Значение	14	0,4	90	1,2	0,45	0,8	1,3	0,2	1,15		

Рис. 2. Исходные данные для расчета на ЭВМ: а – скрепер; б – экономика; в - грунт

Результаты расчета технико-экономических показателей эталонного скреперного агрегата с гусеничным тягачом приведены на рис. 3. Отчетливо видны экстремальные зоны сменной производительности  $P_{см}$  и приведенных удельных затрат  $Z_y$ , которые между собой не совпадают. Зафиксированная сменная производительность эталонного скреперного агрегата соответствует средней сменной производительности прицепного скреперного агрегата с гусеничным тягачом при дальности транспортирования грунта 300 м [4], которая соответствует реальной сменной производительности существующих

скреперных агрегатов.

Замена гусеничного тягача Т-130 на колесный К-701, который имеет большие транспортные скорости, при сохранении толкача для заполнения ковша позволила увеличить сменную производительность  $P_{см}$  на 35% и уменьшить приведенные удельные затраты  $Z_y$  на 10% (рис. 4).

Существенного смещения экстремальных областей вместимостей ковша не произошло, поскольку тягач К-701 развивает меньшую допустимую силу тяги  $T_{д max}$  (80 кН), чем гусеничный тягач Т-130.

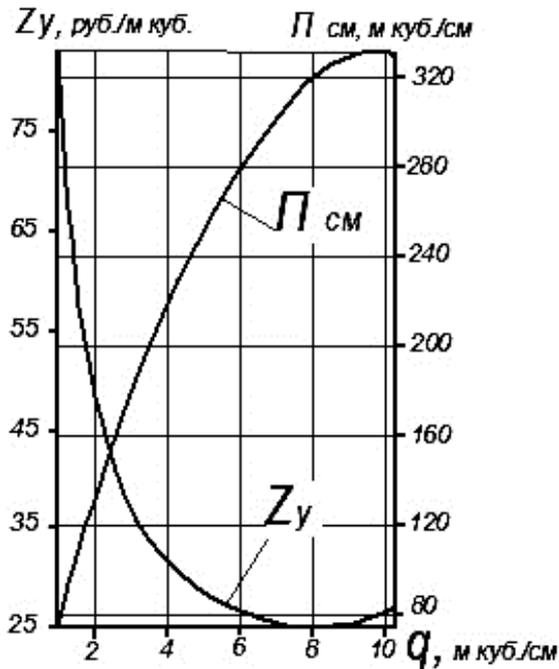


Рис. 3. Техничко-экономические показатели эталонного скреперного агрегата

Существенного смещения экстремальных областей вместимостей ковша не произошло, поскольку тягач К-701 развивает меньшую допустимую силу тяги  $T_{d\ max}$  (80 кН), чем гусеничный тягач Т-130.

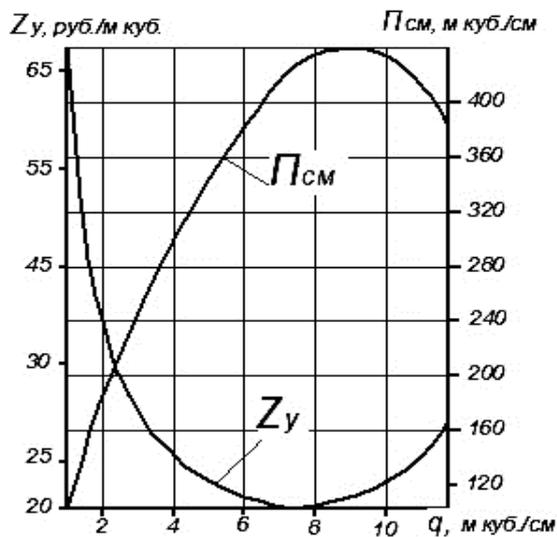


Рис. 4. Техничко-экономические показатели скреперного агрегата с тягачом К-701

Эталонный и новый (с колесным тягачом) скреперные агрегаты агрегатированы со скрепером ДЗ-20 с серийным прицепным устройством, которое при разработке грунта уменьшает на 10...12% сцепной вес любого

тягача (колесного или гусеничного) [5, 6]. Нами созданы догружающие прицепные устройства, увеличивающие на время копания грунта сцепной вес тягача за счет вывешивания переднего моста скрепера [7].

На рис. 5 приведены технико-экономические показатели нового скреперного агрегата при догрузке тягача К-701 добавочным сцепным весом 16 кН. В этом случае диапазон оптимальной вместимости ковша скреперного агрегата увеличивается до 8,2...9,75 м<sup>3</sup>. Максимальная сменная производительность возрастает до 460 м<sup>3</sup>, а удельные приведенные затраты становятся минимальными, составляя 19,5 руб./м<sup>3</sup>. Следовательно, применение догрузки тягача улучшает технико-экономические показатели работы скреперного агрегата с энергонасыщенным колесным тягачом К-701 при условии реализации им догрузки в силу тяги.

Большее увеличение сцепного веса тягача нецелесообразно, поскольку его нет возможности преобразовать в силу тяги трактора (табл. 1, догрузка 43 кН). Большой вес тягача только увеличивает сопротивление передвижению скреперного агрегата и ухудшает его технико-экономические показатели.

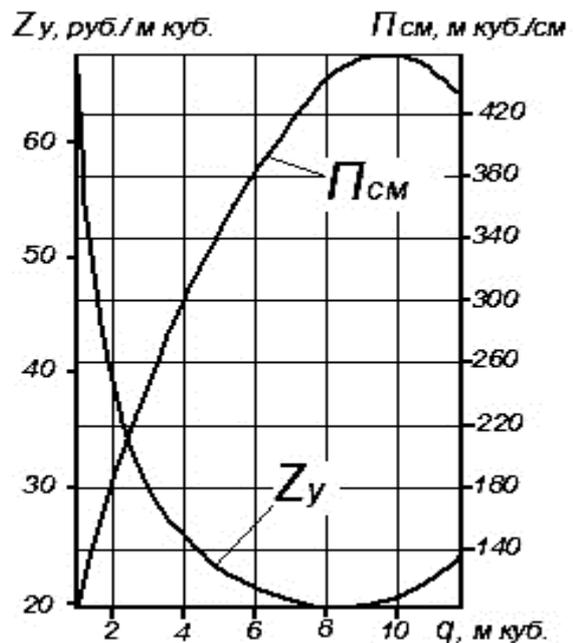


Рис. 5. Техничко-экономические показатели работы скреперного агрегата (трактор К-701 с толкачом Т-130) с догрузкой

Все сведения о технико-экономических показателях работы скреперного агрегата с толкачом сведены в таблицу 1. Годовой экономический эффект от внедрения нового скреперного агрегата с колесным тягачом К-

701 составляет 270 тыс. руб., а применении догрузки тягача добавочным сцепным весом увеличивает годовой экономический эффект до 517,5 тыс. руб.

Таблица 1  
Технико-экономические показатели скреперного агрегата с толкачом Т-130  
(дальность возки 300 м)

Тягач скреперного агрегата	Оптимальные			Производительность, м <sup>3</sup> /см			Приведенные удельные затраты, руб./м <sup>3</sup>		
	$q_3$ , м <sup>3</sup>	$P_{см}$ , м <sup>3</sup> /см	$Z_y$ , руб./м <sup>3</sup>	ковш 8 м <sup>3</sup>	ковш 10 м <sup>3</sup>	%	ковш 8 м <sup>3</sup>	ковш 10 м <sup>3</sup>	%
Т-130 Эталон	8...9,7	332	25	320	-	100	25	-	100
К-701 Серийный	7,5...9,0	440	20	-	432	+35	-	22,5	-10
К-701 С догрузкой 16 кН	8,2...9,8	460	19,5	-	460	+43,7	-	20,5	-18
К-701 С догрузкой 43 кН	8,0...9,75	454	20	-	450	+40,6	-	21,4	-14,4

### Выводы.

1. Разработана машинная методика расчет технико-экономических показателей работы скреперного агрегата с толкачом в различных грунтовых и дорожных условиях.

2. Подтверждена правильность эксплуатации прицепного скрепера с колесным тягачом вместо гусеничного при заполнении ковша с толкачом.

3. Показано положительное влияние догрузки тягача дополнительным сцепным весом за счет работы прицепного догружающего устройства.

### Список литературы

1. Борисенков, В.А. Оптимизация скреперных агрегатов / В.А. Борисенков. - Воронеж: Изд-во ВГУ, 1990. - 248 с.

2. Ульянов, Н.А. Теория самоходных колесных землеройно-транспортных машин / Н.А. Ульянов. - М.: «Машиностроение», 1969. - 520 с.

3. Апексимов, Ю.И. Использование тяжелых тракторов с прицепными скреперами / Ю.И. Апексимов, Ф.Ф. Калашников, В.А. Нилов В.А. // Гидротехника и мелиорация. - 1980. - № 5. - С. 32-33.

4. Войнич, Л.К. Справочник молодого машиниста бульдозера, скрепера, грейдера / Л.К. Войнич, Р.Г. Прикашиков. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. школа, 1979 - 199 с.

5. Косенко, А.А. Повышение эффективности работы прицепного скрепера с колесным тягачом: дисс. ... канд. техн. наук / А.А. Косенко. - Воронеж. - 2003.

6. Зинченко, Н.С. Исследование рабочего процесса прицепного скрепера, увеличивающего сцепной вес гусеничного тягача при копании грунта: автореф. дисс. ... канд. техн. наук / Н.С. Зинченко. - Омск. - 1980.

7. А.с. № 1239213 СССР, МКИ<sup>4</sup> E02F 3/64. Прицепной скрепер с догружающим устройством / Нилов В.А., Гаврилов А.В., Меньшиков В.П. - № 3711704/29-03; заявл. 13.03.1984; опубл. 23.06.1986, Бюл. № 23.

### Сведения об авторе

Нилов Владимир Александрович – доктор технических наук, профессор, профессор ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет», vladnil1014@mail.ru.

## SIMULATION OF THE SCRAPERS WITH PUSHER

Nilov V.A.

Voronezh State Technical University, Voronezh, Russian Federation

The question of the economic-mathematical modeling of working process of trailed scraper working with a tractor-pusher. The modeling was done on computer taking into account the technical parameters of the tractor and the pusher, ground and road conditions, as well as the cost of the equipment, capital and replacement costs. The presence of a rational capacity bucket scraper, providing the maximum output per shift and reduced unit development costs of 1 m<sup>3</sup> of soil. The positive effect of the operation at the chain scrapers, wheel tractors and the need for dogugaeshi devices, increasing the coupling weight of the tractor wheel.

**Keywords:** *economic-mathematical modeling, rational capacity of the bucket, the loading of the tractor.*

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-415-419

### References

1. Borisenkov V.A. *Optimizatsion skrepernykh agregatov* [Optimization of scraper units]. Voronezh, Voronezh State University, 1990. 248 p. (In Russian)

2. Ulyanov N.A. *Teoriya samokhodnykh kolesnykh zemleroyno-transportnykh mashin* [The theory of self-propelled wheeled earth-moving machinery]. Moscow, Mashinostroenie, 1969. 520 p. (In Russian)

3. Apeksimov Yu.I., Kalashnikov F.F. Nilov V.A. The use of heavy tractors with towed scrapers. *Gidrotekhnika i melioratsiya*, 1980, No. 5, pp. 32-33. (In Russian)

4. Voynich L.K., Prikashchikov R.G. *Spravochnik molodogo mashinista buldozera, skrepera, greydera* [Handbook of the young bulldozer operator, scrape-RA, grader]. Moscow, Vysshaya shkola, 1979. 199 p. (In Russian)

5. Kosenko A.A. Improving the efficiency of the towed scraper wheel tractor: Diss. Cand. Sci. (Engineering). Voronezh. 2003. (In Russian)

6. Zinchenko N.S. A study of the working process of trailed scraper, increasing the coupling weight of the crawler tractor while digging the soil: Diss. Cand. Sci. (Engineering). Omsk. 1980. (In Russian)

7. Patent USSR No. 1239213, E02F 3/64. *Pritsepnoy skreper s dogruzhayushchim ustroystvom*. Nilov V.A., Gavrilov V.A., Menchikov V.P. Declared 23.06.2011. Published 05.02.2014. Bulletin No. 23. (In Russian)

### Author' information

Vladimir A. Nilov – Doctor of Technical Science, Professor, Professor of Department of Automated equipment engineering at Voronezh State Technical University, vladnil1014@mail.ru.

Дата принятия к публикации  
(Date of acceptance for publication)  
12.09.2017

Дата публикации  
(Date of publication):  
25.12.2017



УДК 625.7.074 (621.879)

## РАЦИОНАЛЬНОЕ АГРЕГАТИРОВАНИЕ ТЯГОВЫХ И РАБОЧИХ МАШИН

Нилов В.А.<sup>1</sup>, Федоров Е.В.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> - Воронежский государственный технический университет (Воронеж, Россия)

<sup>2</sup> - Учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (Воронеж, Россия)

В работе рассмотрены вопросы рационального агрегатирования тяговых машин (одноосных и двухосных тягачей) с рабочими машинами на примере скреперов. Установлена возможность уменьшения перераспределения вертикальных нагрузок на тягач при разработке грунта и уменьшения металлоемкости базовой детали тяговой машины.

**Ключевые слова:** тягач, скрепер, агрегатирование, сцепной вес, металлоемкость.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-420-425

В настоящее время агрегатирование тяговых и рабочих машин осуществляется с помощью сцепных устройств. Для скреперов одноосных тягачей применяются гребневые [1] (рис. 1) или шарнирно-рычажные [2] седельно-сцепные устройства. Гребневое седельно-сцепное устройство имеет большую массу и повышает расположение центра тяжести скрепера. Агрегатирование двухосного тягача со скрепером посредством гребневого седельно-сцепного устройства затруднительно как за счет высокого расположения над грунтом, которое при копании приводит к существенной разгрузке переднего моста колесного тягача, так и за счет усложнения конструкции из-за необходимости введения дополнительного поперечного шарнира, обеспечивающего перемещение скреперного оборудования в продольной плоскости при преодолении неровностей дороги.

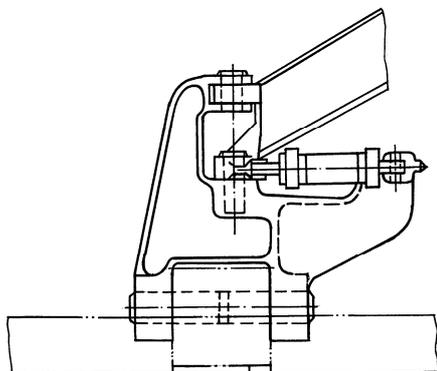


Рис. 1. Гребневой седельно-сцепное устройство

Для устранения этих недостатков была разработана конструкция шарнирно-рычажного седельно-сцепного устройства (рис. 2).

Оно имеет стойки 1, к которым на рычагах 2 подвешена грузовая траверса 3 с установленными на ней горизонтальными и вертикальными шкворнями, соединяющими грузовую траверсу 3 с ковшом полуприцепного скрепера 6. Рычаги 2 установлены под углом друг к другу, так что точка пересечения их продольных осей расположена в зоне контакта тягача с грунтом (рис. 2) и является местом приложения вертикальной  $G_c$  и горизонтальной  $R_T$  реакций скреперного оборудования. В результате значительно улучшается распределение седельной нагрузки по опорному периметру тягача и исключается её изменение на тяговом режиме.

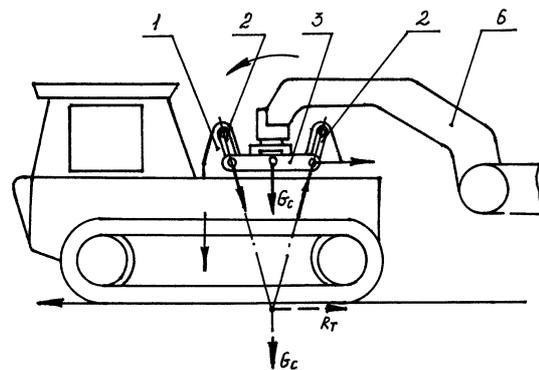


Рис. 2. Шарнирно-рычажное седельно-сцепное устройство

Была предпринята попытка установить на двухосный тягач Т-150К шарнирно-рычажное седельно-сцепное устройство на полуприцепном скрепере ДЗ-87, которая выявила достаточно высокий уровень колебаний шарнирно-рычажной системы седельно-сцепного устройства при вертикальных колебаниях полуприцепа и увеличения транс-

портной скорости агрегата. Однако, несмотря на сделанные усовершенствования (амортизаторы), шарнирно-рычажные седельно-сцепные устройства остаются очень трудоемкими в изготовлении и требуют постоянного внимания в период эксплуатации из-за большого числа шарнирных соединений.

Проведенный анализ, а также многочисленные замечания со стороны эксплуатирующих организаций на шарнирно-рычажное устройство, установленное на скрепер ДЗ-87 [3] послужили основанием для проведения исследований по изучению возможности применения шарового опорного устройства в качестве седельно-сцепного устройства полуприцепного скрепера. Шаровое опорное устройство отличается простотой, высокой надежностью в эксплуатации, малыми габаритами и широко применяется в конструкциях прицепных скреперов для соединения тяговой рамы ковша с передним мостом.

Испытания, проведенные с опытным образцом скрепера ДЗ-87-1 [4], оснащенным шаровым седельно-сцепным устройством (рис. 3), показали значительное (практически в 2 раза) уменьшение перераспределения вертикальных нагрузок на мосты тягача Т-150К по сравнению с гребневым седельно-сцепным устройством. Это обстоятельство связано с тем, что уменьшена высота приложения тягового усилия к тягачу. Также была установлена большая вертикальная загруженность заднего моста тягача в пределах 1,28...1,44.



Рис. 3. Опытный образец скрепера ДЗ-87-1



Рис. 4. Заполнение ковша при самонаборе грунта

Исследование схемы сил, действующих на тягач полуприцепного скрепера (рис. 5), показало, что уменьшение перераспределения вертикальных нагрузок на мосты тягача при копании возможно только при уменьшении высоты  $h$  приложения к нему тягового усилия  $T$ .

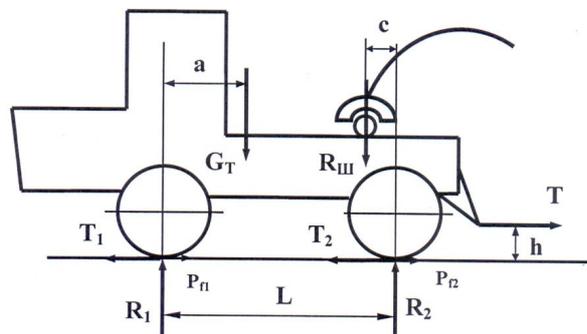


Рис. 5. Схема сил, действующих на тягач полуприцепного скрепера

С этой целью в Воронежском государственном техническом университете были разработаны конструкции сцепных устройств для полуприцепных [5] (рис. 6-8)

и прицепных (рис. 9) скреперов, обеспечивающих разделение силовых потоков, передающихся на скреперное оборудование от веса самого рабочего оборудования и от си-

лы тяги тягача. В этом случае необходимо силу тяги с тягача на скреперное оборудование передавать не через шаровую опору, а значительно ниже и непосредственно на

ковш, минуя тяговую раму. Такое сцепное устройство для полуприцепного скрепера изображено на рис. 6.

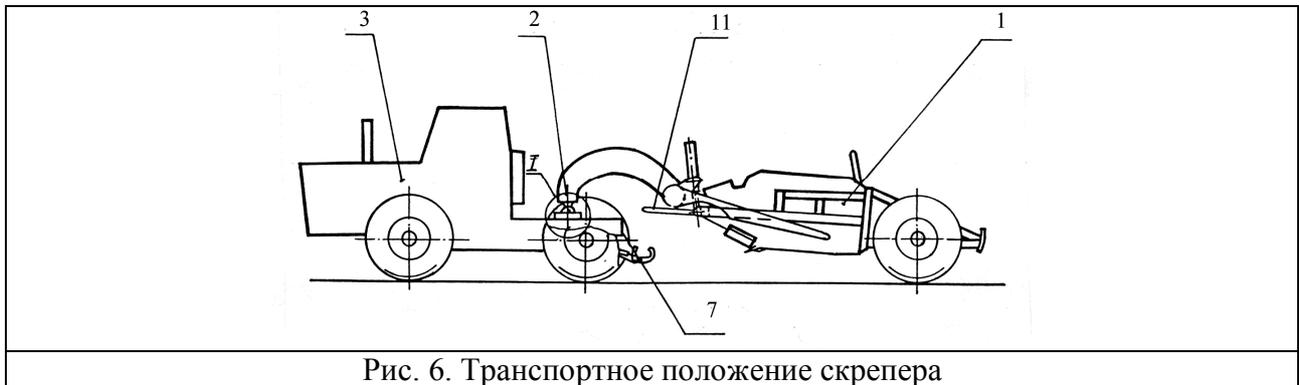


Рис. 6. Транспортное положение скрепера

Скрепер 1 соединен шаровым седельно-сцепным устройством 2 с колесным тягачом 3 (рис. 6). На раму 4 тягача 3 шаровое седельно-сцепное устройство 2 установлено с помощью подвижной опоры 5, перемещаемой гидроцилиндром 6 в продольных направляющих рамы 4 (рис. 7). В задней части рамы 4 тягача 3 установлен буксирный крюк 7, снабженный запирающим элементом 8 с приводом 9 (рис. 8). На поперечине 10 в передней части ковша скрепера 1 смонтирована буксирная петля 11, удерживаемая в рабочем положении упругими элементами 12.

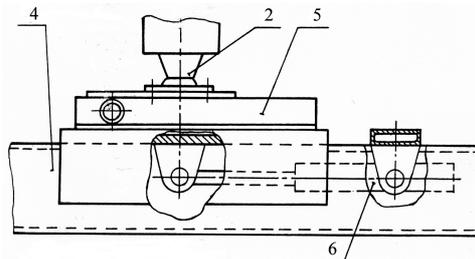


Рис. 7. Подвижная шаровая опора

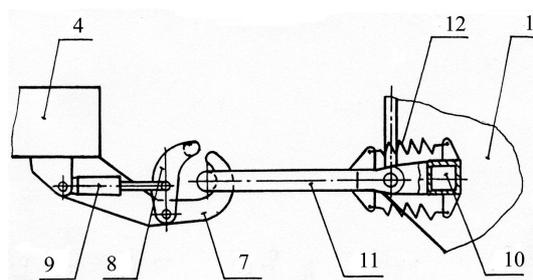


Рис. 8. Сцепное устройство

На транспортном режиме подвижная опора 5 закреплена к раме 4 тягача 3 фиксаторами, поэтому тяговое усилие передается на скрепер через шаровое седельно-сцепное устройство. Ковш скрепера 1 поднят, буксирная петля 11 находится в верхнем положении (рис. 6) и не препятствует взаимным перемещениям ковша скрепера 1 и тягача 3.

При копании грунта (рис. 9) тягач 3 и скрепер 1 устанавливают в линию и открывают запирающий элемент 8. В момент касания грунта ковшом буксирная петля 11 входит в зацепление с буксирным крюком 7 (рис. 8). Как только на ковше скрепера 1 появляется усилие копания, оператор тягача 3 переводит гидроцилиндр 6 в плавающее положение, снимает фиксаторы подвижной

опоры 5 и блокирует буксирную петлю 11 запирающим элементом 8. В результате все время копания тяговое усилие передается на ковш скрепера 1, минуя седельно-цепное устройство и тяговую раму, в непосредственной близости от грунта.

Поскольку буксирный крюк 7 и буксирная петля 11 находятся значительно ниже седельно-скреперного устройства, то происходит весьма незначительное перераспределение вертикальных нагрузок на мосты тягача 3 при копании.

После заполнения ковша его выглубляют. Одновременно гидроцилиндром 6 перемещают подвижную опору 5 в направляющих рамы 4 вперед и закрепляют от продольных

перемещений фиксаторами. Сила тяги снова начинает передаваться на скрепер 1 через шаровое седельно-цепное устройство. Этому процессу не мешает зацепление буксирного крюка 7 и буксирной петли 11 при подъеме ковша, так как между ними имеется достаточный рабочий зазор, а буксирная петля 11 при подъеме ковша подается вперед и может поворачиваться в шарнирах крепления за счет деформации упругих элементов 12 (рис. 8).

После закрепления фиксаторами подвижной опоры 5 оператор открывает запирающий элемент 8 и освобождает буксирную петлю 11. Тягач 3 получает возможность транспортного маневрирования.

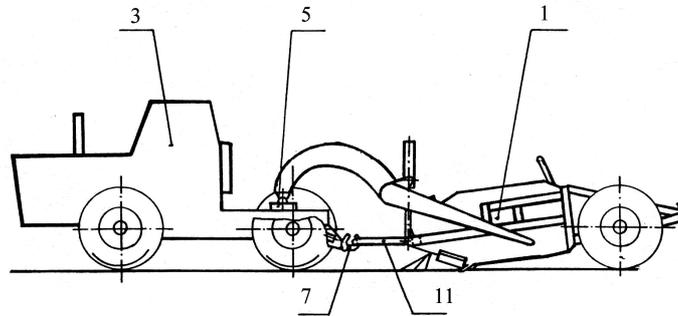


Рис. 9. Скреперный агрегат при копании грунта

По аналогии для прицепного скрепера разработана конструкция прицепного догружающего устройства [6] (рис. 10), которое позволяет максимально снизить высоту  $h$  (рис. 5) и одновременно при копании переместить шаровую опору ближе к тягачу (увели-

чить плечо  $b$  на рис. 10). В таких условиях тягач нагружается дополнительным статическим весом от вертикального воздействия шаровой опоры на прицепное устройство со стороны ковша.

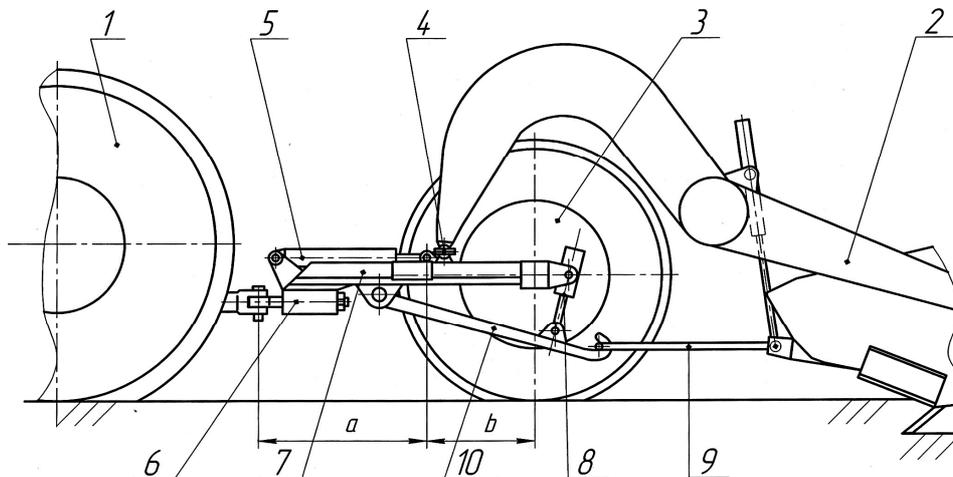


Рис. 10. Прицепное устройство скрепера [6]

Догружающее устройство включает прицепной брус 7, на котором подвижно с помощью гидроцилиндра 5 закреплена шаровая опора 4 тяговой рамы 2. Снизу прицепного бруса 7 смонтирован управляемый гидроцилиндром 8 рычаг 10, который при копании грунта своим крюком входит в зацепление с буксирной петлей 9. Догружающее устройство посредством амортизатора 6 соединено с тягачом 1. Работает догружающее устройство аналогично приведенному выше описанию (рис. 6, 9). Однако оно может увеличивать сцепной вес тягача за счет перемещения шаровой опоры 4 гидроцилиндром 5 в сторону тягача 1.

Приведенные материалы показывают, что для рационального агрегатирования тяговой и рабочей машин необходимо снизить высоту  $h$  приложения тягового усилия к тягачу. Это позволяет уменьшить перераспределение вертикальных нагрузок на тягач при копании и одновременно разгрузить металлоемкую тяговую раму скрепера от существенных растягивающих нагрузок. Последнее обстоятельство создает условия для снижения металлоемкости тяговой рамы скрепера. Более подробно исследование этих прицепных устройств приведено в [7, 8].

#### **Выводы.**

1. Разработаны конструкции прицепных устройств, защищенные патентами Российской Федерации, которые обеспечивают существенное снижение высоты приложения тяговой нагрузки от скреперного оборудования к тягачу и тем самым уменьшение перераспределения вертикальных нагрузок на тягач при разработке грунта.

2. Конструкции этих устройств позволяют не передавать силу тяги с тягача на скреперное оборудование через тяговую раму скрепера и тем самым уменьшить его металлоемкость.

3. Выполненные конструкторские решения способствуют повышению технического уровня и производительности скреперов.

#### **Список литературы**

1. Войнич, Л.К. Справочник молодого машиниста бульдозера, скрепера, грейдера /

Л.К. Войнич, Р.Г. Прикащиков. - М.: Высш. школа, 1979. - 119 с.

2. А.С. 507478 СССР, МКИ<sup>2</sup> В62D 53/08. Сцепное устройство для буксировки полуприцепных строительно-дорожных машин / А.Г. Мервель, Э.Г. Ронинсон, П.Л. Иванов. № 1664896/27-11; Заявлено 31.05.71; опубл. 25.03.76. Бюл. № 11. - 4 с.

3. А.С. 644659 СССР, МКИ<sup>2</sup> В62D 53/08. Сцепное устройство для буксировки полуприцепных строительно-дорожных машин / Б.А. Фалькевич, Э.Г. Ронинсон, П.Л. Иванов (СССР). № 2515004/27-11; Заявлено 5.08.77; опубл. 30.01.79. Бюл. № 4. - 2 с.

4. Борисенков, В.А. Испытания колесного полуприцепного скрепера с шаровым седельно-сцепным устройством / В.А. Борисенков, В.А. Нилов, А.В. Гаврилов // Механизация строительства. - 2003. - № 2. - С. 2-5.

5. Пат. РФ 2209887, МКИ E02F 3/64. Скрепер / В.А. Нилов, А.В. Великанов, А.А. Косенко, А.В. Гаврилов. № 2002107262. Заявл. 21.03.2002. Опубл. 10.08.2003, Бюл. № 22.

6. Пат. РФ 2373336, МКИ E02F 3/64. Прицепное устройство скрепера / В.А. Нилов, П.И. Никулин, П.И. Иванищев. № 2008126972/03. Заявл. 02.07.2008. Опубл. 20.11.2009, Бюл. № 32.

7. Нилов, В.А. Агрегатирование двухосного колесного тягача со скреперным оборудованием / В.А. Нилов, А.В. Гаврилов // Механизация строительства. - 2004. - № 7. - С. 2-4.

8. Нилов, В.А. Влияние конструкции прицепного устройства ЗТМ на сцепной вес тягача / В.А. Нилов, А.А. Косенко, Е.А. Гриднев // Механизация строительства. - 2014. - № 1. - С. 28-31.

#### **Сведения об авторах**

Нилов Владимир Александрович – доктор технических наук, профессор, профессор ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет», [vladnil1014@mail.ru](mailto:vladnil1014@mail.ru).

Федоров Евгений Владимирович – кандидат технических наук, старший преподаватель ФГКВУ ВО Учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж).

## THE RATIONAL UNIT OF TRACTION AND WORKING MACHINES

Nilov V.A.<sup>1</sup>, Fedorov E.V.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> - Voronezh State Technical University (Voronezh, Russian Federation)

<sup>2</sup> - Military educational scientific center air force "Air Force Academy named after Professor N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin" (Voronezh, Russian Federation)

In work the questions of rational aggregation of traction machines (uniaxial and biaxial tractors) with working machines on the example of scrapers are considered. The possibility of reducing the redistribution of vertical loads to the prime mover during the development of the ground and reducing the metal consumption of the base part of the working machine is established.

**Key words:** tractor, scraper, aggregation, coupling weight, metal consumption.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-420-425

### References

1. Voynich L.K., Priamikov R.G. Handbook of the young bulldozer operator, scrape-RA, grader. Moscow, Vysshaya shkola, 1979. 199 p. (In Russian)

2. A.S. No. 507478 USSR, MKI<sup>2</sup> B62D 53/08. Coupling device for towing semi-trailer construction and road machines. A.G. Mervel, E.G. Roninson, P.L. Ivanov. Declared 31.05.1971. Published 25.03.1976. Bulletin No. 11. (In Russian)

3. A.S. No. 644659 USSR, MKI<sup>2</sup> B62D 53/08. Coupling device for towing semi-trailer construction and road machines. B.A. Falkevich, E.G. Roninson, P.L. Ivanov. Declared 05.08.1977. Published 30.01.1979. Bulletin No.4. (In Russian)

4. Borisenkov V.A., Nilov V.A., Gavrilov A.V. Tests of a wheel semi-trailer scraper with a ball fifth wheel coupling. *Mekhanizatsiya stroitelstva*, 2003, No. 2, pp. 2-5. (In Russian)

5. Patent RU 2209887, MKI<sup>2</sup> E02F 3/64. Scraper. V.A. Nilov, A.V. Velikanov, A.A. Kosenko, A.V. Gavrilov. Declared. 21.03.2002.

Published 10.08.2003. Bulletin No. 22. (In Russian)

6. Patent RU 2373336, MKI E02F 3/64. Trailing device scraper. V.A. Nilov, P.I. Nikulin, P.I. Ivanishchev. Declared.02.07.2008. Published 20.11.2009. Bulletin No. 32. (In Russian)

7. Nilov V.A., Gavrilov A.V. Aggregation of a two-axle wheel tractor with scraper equipment/ *Mekhanizatsiya stroitelstva*, 2004, No. 7, pp. 2-4. (In Russian)

8. Nilov V.A., Kosenko A.A., Gridnev E.A. Influence of the construction of the trailing device ZTM on the coupling weight of the tractor. *Mekhanizatsiya stroitelstva*, 2014, No. 1, pp. 28-31. (In Russian)

### Authors' information

Vladimir A. Nilov - Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor at Voronezh state technical University, [vladnil1014@mail.ru](mailto:vladnil1014@mail.ru).

Evgeniy V. Fedorov - Candidate of Technical Sciences, Lecturer at Military educational scientific center air force "Air Force Academy named after Professor N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin", [geka.fv@mail.ru](mailto:geka.fv@mail.ru).

Дата принятия к публикации  
(Date of acceptance for publication)  
01.11.2017

Дата публикации  
(Date of publication):  
25.12.2017



УДК 621.87

## ВЕРОЯТНОСТЬ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ОТКАЗОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВОЙ ТЕЛЕЖКИ МОСТОВОГО КРЮКОВОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО КРАНА

Ритенман И.Л.<sup>1</sup>, Ритенман В.И.<sup>2</sup>, Блейшмидт Л.И.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> – ООО «Промбезопасность» (Брянск, Россия)

<sup>2</sup> – АО «МЕТАКЛЭЙ» (Карачев, Россия)

Приведено применение методики анализа видов и последствий отказов (FMEA-анализ) для оценки технического риска наступления аварийных ситуаций при эксплуатации механизма передвижения грузовой тележки мостового крюкового электрического крана. Методика позволяет выявить лимитирующие элементы и определить значимость последствий в конструкции механизма передвижения грузовой тележки, разработать мероприятия для снижения риска наступления аварийной ситуации.

**Ключевые слова:** промышленная безопасность, оценка рисков, FMEA-анализ, критичность, коэффициент приоритетного риска, диаграмма Парето, диаграмма Исикавы, вероятность наступления отказа, вероятность обнаружения отказа.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-426-446

Одной из задач при эксплуатации опасных производственных объектов является соблюдение норм и правил промышленной безопасности. Промышленная безопасность опасного производственного объекта – состояние защищенности жизненно важных интересов личности и общества от аварий на опасных производственных объектах и последствий указанных аварий [5]. Требования к опасным производственным объектам устанавливаются Федеральным законом от 21.07.1997 № 116-ФЗ «О промышленной безопасности опасных производственных объектов». Для предотвращения или сведения к минимуму риска возникновения аварийных ситуаций проводится экспертиза промышленной безопасности технических устройств, применяемых на опасном производственном объекте.

В настоящее время всё чаще встает вопрос оценки технического риска возникновения аварийных ситуаций. Риск – сочетание вероятности причинения вреда и последствий этого вреда для жизни или здоровья человека, имущества, окружающей среды, жизни или здоровья животных и растений [5].

Одним из эффективных методов оценки технического риска является анализ видов и последствий отказов (FMEA-анализ) [1, 22, 24]. FMEA-анализ – метод, позволяющий идентифицировать виды потенциальных отказов, оценить вероятность возникновения отказов и обеспечить меры по снижению риска.

В работе проводится исследование механизма передвижения грузовой тележки электрического крюкового мостового крана, конструкция которого представлена на рис. 1. Анализ вероятности возникновения отказов и обеспечения мер по снижению риска осуществляется, исходя из собранной об объекте информации: о технических характеристиках, диагностике возможных причин отказов специальными процедурами контроля, условий эксплуатации.

В качестве примера рассмотрим механизм передвижения грузовой тележки со следующими исходными параметрами:

- группа классификации механизма передвижения грузовой тележки крана – М6 [21];
- класс использования при коэффициенте распределения нагрузки 1,0 – Т<sub>4</sub> [7];
- техническое устройство отработало нормативный срок службы в годах, эксплуатируется в помещении в условиях, которые соответствуют паспортным характеристикам;
- функционирование системы производственного контроля на подъёмных сооружениях опасного производственного объекта осуществляется в соответствии с нормативными документами;
- ежесменные и плановые осмотры, техническое обслуживание, текущие и капитальные ремонты проводятся в соответствии с требованиями инструкции по эксплуатации технического устройства и нормативной документации.

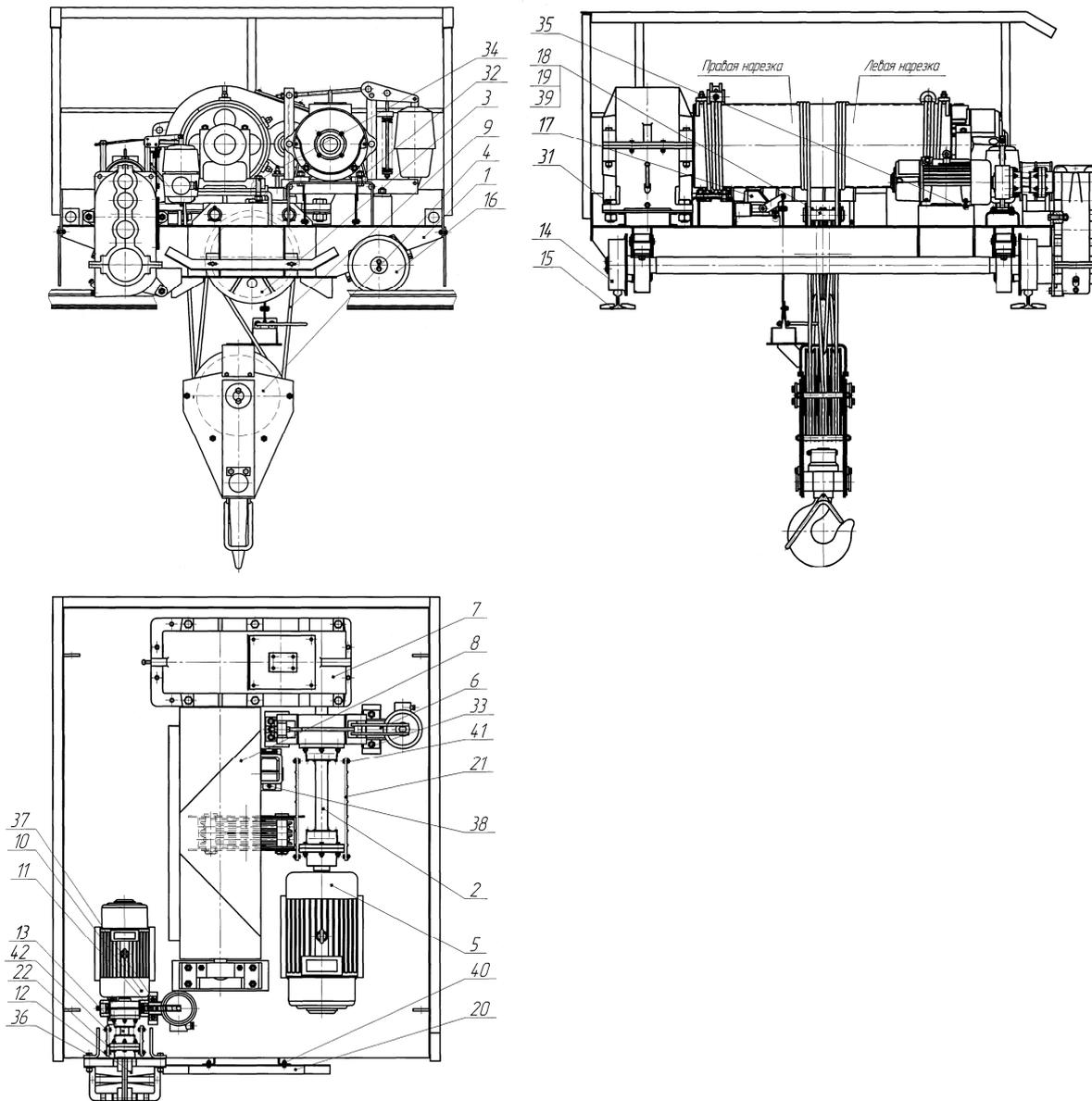


Рис. 1. Общий вид грузовой тележки крюкового электрического мостового крана:  
 1 – рама грузовой тележки; 2 – промежуточный вал механизма подъёма; 3 – верхние блоки;  
 4 – крюковая подвеска; 5 – электродвигатель механизма подъёма; 6 – тормоз механизма подъёма; 7 – редуктор механизма подъёма; 8 – барабан; 9 – канат; 10 – электродвигатель механизма передвижения тележки; 11 – тормоз механизма передвижения тележки;  
 12 – редуктор механизма передвижения тележки; 13 – промежуточный вал механизма передвижения тележки; 14 – колёсная пара ведущая; 15 – рельс; 16 – колёсная пара ведомая; 17 – концевой выключатель; 18 – ось; 19 – шайба; 20 – линейка концевых выключателей;  
 21 – ограждение; 22 – ограждение; 31 – крепёжное соединение (редуктора механизма подъёма); 32 – крепёжное соединение (электродвигателя механизма подъёма); 33 – крепёжное соединение (тормоза механизма подъёма); 34 – крепёжное соединение (барабана); 35 – крепёжное соединение (электродвигателя механизма передвижения тележки); 36 – крепёжное соединение (редуктора механизма передвижения тележки); 37 – крепёжное соединение (тормоза механизма передвижения тележки); 38 – крепёжное соединение (концевого выключателя); 39 – шплинтовое соединение (фиксация оси); 40 – крепёжное соединение (линейки концевых выключателей); 41 – крепёжное соединение (ограждения приводного вала механизма подъёма); 42 – крепёжное соединение (ограждения приводного вала механизма передвижения тележки).

Для проведения исследования объект представляется в виде функциональной блок-схемы. Функциональная блок-схема содержит [22]:

а) декомпозицию объекта на основные блоки и при необходимости декомпозицию блоков на отдельные элементы, включая их функциональные взаимосвязи;

б) идентификационные номера;

в) все технические особенности, обеспечивающие защиту объекта от отказов.

Функциональная блок-схема механизма передвижения грузовой тележки электрического мостового крана состоит из блоков:  $A_1$  – электродвигатель;  $A_2$  – крепёжное соединение (крепление электродвигателя);  $A_3$  –

промежуточный вал;  $A_4$  – тормоз;  $A_5$  – крепёжное соединение (крепление тормоза);  $A_6$  – редуктор;  $A_7$  – крепёжное соединение (крепление редуктора);  $A_8$  – колёсная пара ведущая;  $A_9$  – рельс;  $A_{10}$  – колёсная пара ведомая.

Для связи между блоками используются следующие виды соединений:

2 – резьбовое; 3 – механическое.

На функциональной блок-схеме (рис. 2) показаны блоки механизма передвижения грузовой тележки электрического мостового крана (рис. 1). Каждый блок имеет наименование, индекс и количество, обозначение согласно рис. 1.

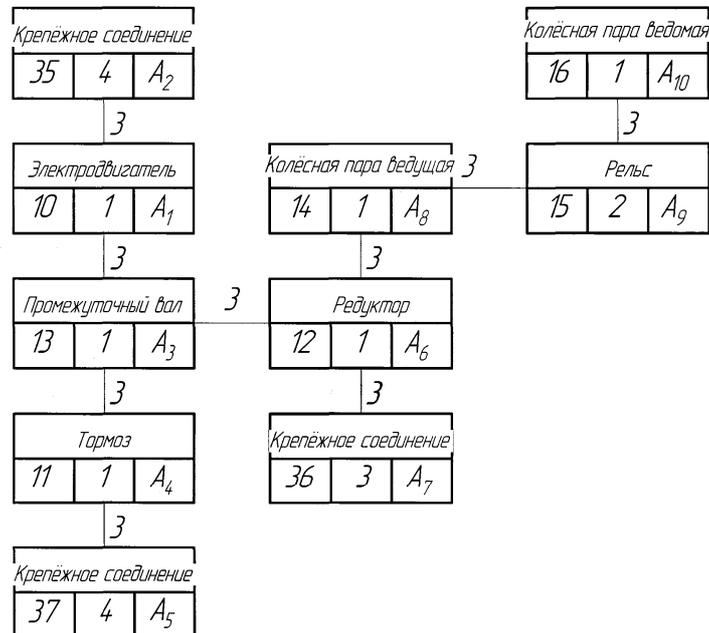


Рис. 2. Функциональная схема механизма передвижения грузовой тележки крюкового электрического мостового крана

Блоки  $A_3$ ,  $A_8$  и  $A_{10}$  целесообразно разложить на отдельные элементы. Элемент – низшая ячейка функциональной схемы, состоящая из сборочной единицы (крепёжного соединения) или детали.

Эскиз промежуточного вала (блок  $A_3$ ) представлен на рис. 3.

Функциональная схема блока  $A_3$  состоит из следующих элементов:  $B_{3.1}$  – шпонка;  $B_{3.2}$  – шкив;  $B_{3.3}$  – крепёжное соединение, соединяющее шкив с зубчатой полумуфтой;  $B_{3.4}$  – зубчатая полумуфта;  $B_{3.5}$  – шпонка;  $B_{3.6}$  – вал;  $B_{3.7}$  – крепёжное соединение, соединяющее зубчатую полумуфту с полумуфтой;  $B_{3.8}$  – полумуфта.

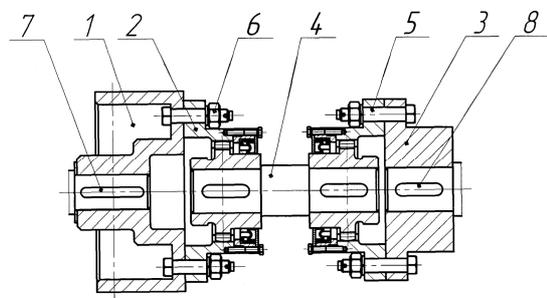


Рис. 3. Эскиз промежуточного вала: 1 – шкив; 2 – зубчатая полумуфта; 3 – полумуфта; 4 – вал; 5 – крепёжное соединение; 6 – крепёжное соединение; 7 – шпонка; 8 – шпонка

Для связи между элементами используются следующие виды соединений:

1 – прессовое; 2 – резьбовое; 3 – механическое.

На функциональной схеме (рис. 5) показаны элементы промежуточного вала (рис. 4). Каждый элемент имеет наименование, индекс и количество, обозначение согласно рис. 4.

Эскиз ведущей колёсной пары (блок А<sub>8</sub>) представлен на рис. 5.

Функциональная схема блока А<sub>8</sub> (рис. 6) состоит из следующих элементов: Б<sub>8.1</sub> – шпонка; Б<sub>8.2</sub> – зубчатая полумуфта; Б<sub>8.3</sub> – втулка зубчатая; Б<sub>8.4</sub> – втулка; Б<sub>8.5</sub> – колесо ведущее; Б<sub>8.6</sub> – шпонка; Б<sub>8.7</sub> – вал; Б<sub>8.8</sub> – шайба торцовая; Б<sub>8.9</sub> – крепёжное соединение с проволокой для крепления колеса на валу; Б<sub>8.10</sub> – втулка распорная; Б<sub>8.11</sub> – подшипник; Б<sub>8.12</sub> – крышка; Б<sub>8.13</sub> – крышка; Б<sub>8.14</sub> – букса; Б<sub>8.15</sub> – ось; Б<sub>8.16</sub> – шайба; Б<sub>8.17</sub> – штифт; Б<sub>8.18</sub> – маслѐнка.

Для связи между элементами используются следующие виды соединений:

1 – прессовое; 2 – резьбовое; 3 – механическое; 7 – сварное.

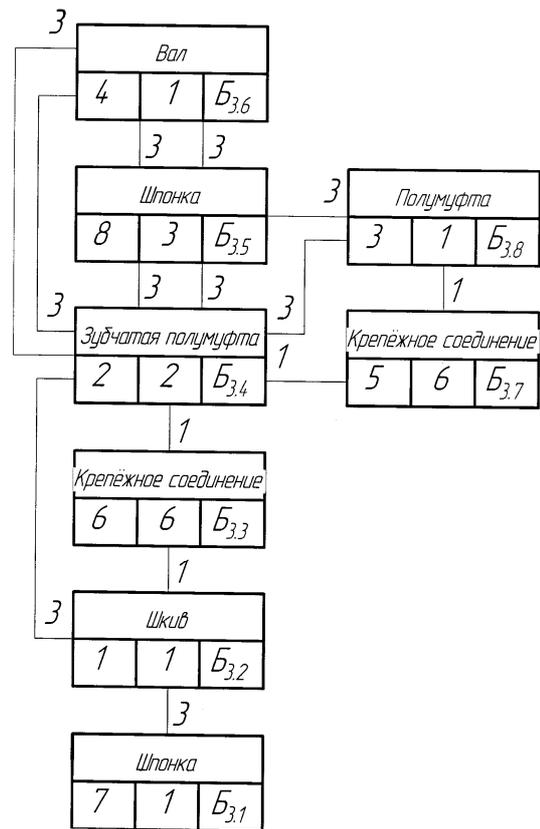


Рис. 4. Функциональная схема промежуточного вала – блок А<sub>3</sub>

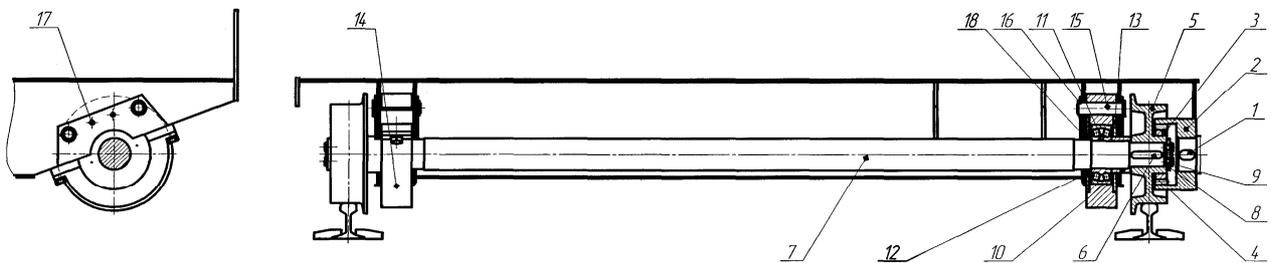


Рис. 5. Эскиз ведущей колёсной пары:

- 1 – шпонка; 2 – зубчатая полумуфта; 3 – втулка зубчатая; 4 – втулка; 5 – колесо ведущее; 6 – шпонка; 7 – вал; 8 – шайба торцовая; 9 – крепёжное соединение с проволокой; 10 – втулка распорная; 11 – подшипник; 12 – крышка; 13 – крышка; 14 – букса; 15 – ось; 16 – шайба; 17 – штифт; 18 – маслѐнка

Эскиз ведомой колёсной пары (блок А<sub>10</sub>) представлен на рис. 7.

Функциональная схема блока А<sub>10</sub> (рис. 8) состоит из следующих элементов: Б<sub>10.1</sub> – колесо ведомое; Б<sub>10.2</sub> – шпонка; Б<sub>10.3</sub> – вал; Б<sub>10.4</sub> – шайба торцовая; Б<sub>10.5</sub> – крепёжное соединение с проволокой для крепления колеса на

валу; Б<sub>10.6</sub> – втулка распорная; Б<sub>10.7</sub> – подшипник; Б<sub>10.8</sub> – крышка; Б<sub>10.9</sub> – крышка; Б<sub>10.10</sub> – букса; Б<sub>10.11</sub> – ось; Б<sub>10.12</sub> – шайба; Б<sub>10.13</sub> – штифт; Б<sub>10.14</sub> – маслѐнка.

Используемые виды соединений: 2 – резьбовое; 3 – механическое; 7 – сварное.

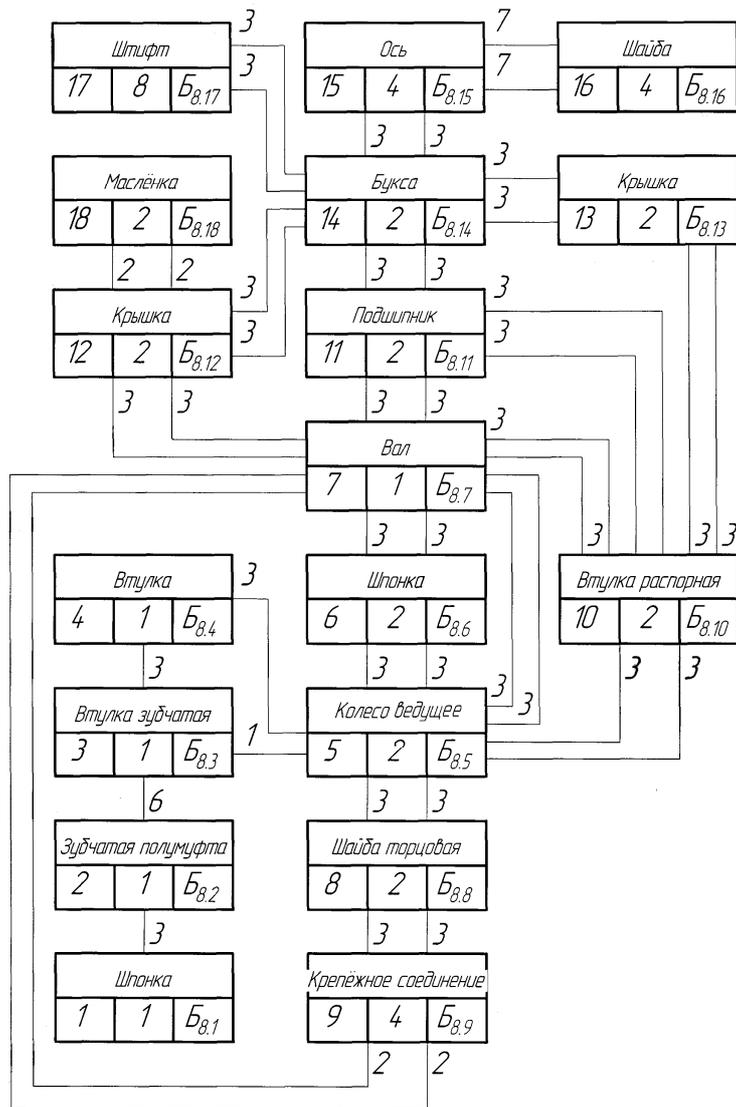


Рис. 6. Функциональная схема ведущей колёсной пары – блок А<sub>8</sub>

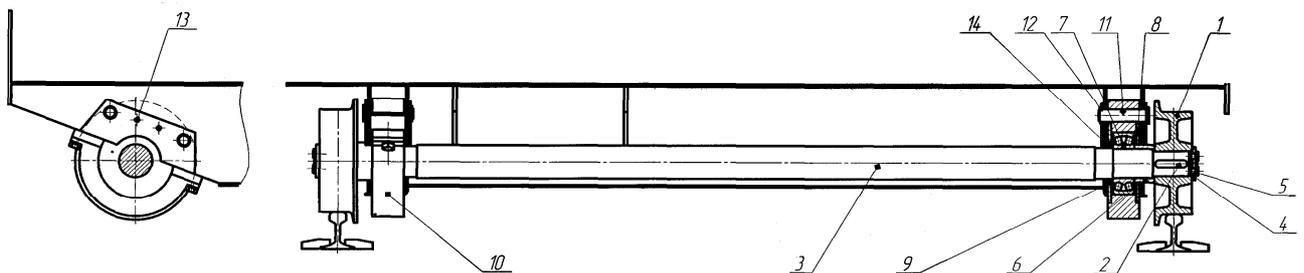


Рис. 7. Эскиз ведомой колёсной пары:

1 – колесо ведомое; 2 – шпонка; 3 – вал; 4 – шайба торцовая; 5 – крепёжное соединение с проволокой; 6 – втулка распорная; 7 – подшипник; 8 – крышка; 9 – крышка; 10 – букса; 11 – ось; 12 – шайба; 13 – штифт; 14 – маслёнка.

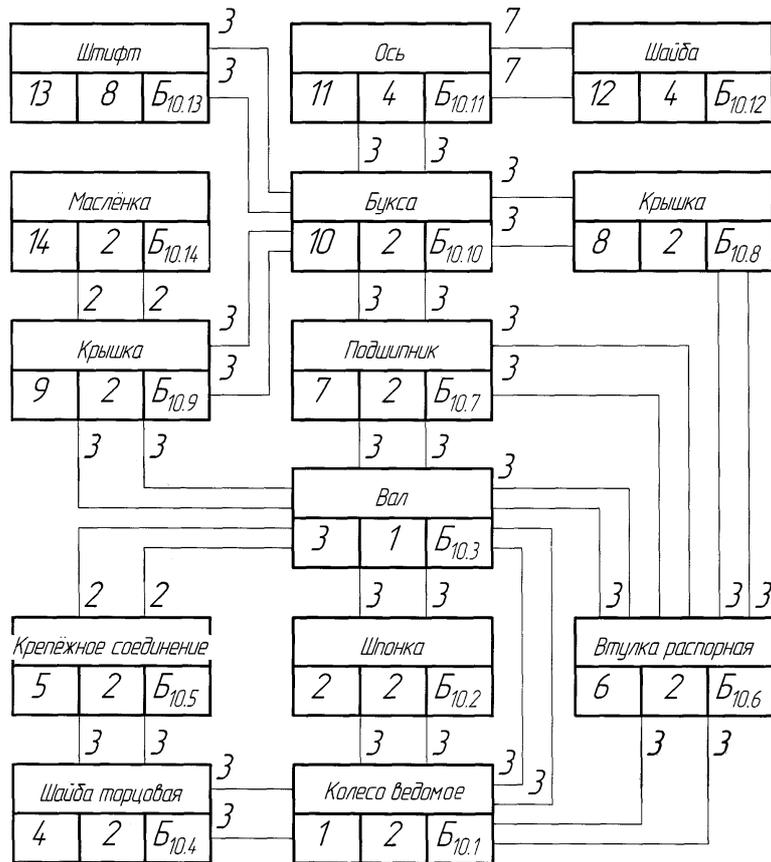


Рис. 8. Функциональная схема ведомой колёсной пары – блок А<sub>10</sub>

Успешное функционирование объекта зависит от функционирования критических блоков и элементов объекта. Для оценки функционирования объекта необходимо идентифицировать возможные причины отказов. Возможные причины отказов блоков и элементов механизма подъема крюкового электрического мостового крана на основе анализа функциональных и физических параметров приведены в табл. 1.

Таблица 1

Индекс	Блок, элемент	Возможные причины отказов	Индекс отказа
А <sub>1</sub>	Электродвигатель	- замыкание обмотки	С <sub>1</sub>
		- износ щеток	С <sub>2</sub>
		- износ шеек вала	С <sub>3</sub>
А <sub>2</sub>	Крепёжное соединение	- отсутствие элемента	С <sub>4</sub>
		- дефект резьбы	С <sub>5</sub>
Б <sub>3.1</sub>	Шпонка	- срез, смятие	С <sub>6</sub>
Б <sub>3.2</sub>	Шкив	- износ поверхности	С <sub>7</sub>
		- износ шпоночного паза	С <sub>8</sub>
		- трещины, обломы	С <sub>9</sub>
Б <sub>3.3</sub>	Крепёжное соединение	- отсутствие элемента	С <sub>10</sub>
		- дефект резьбы	С <sub>11</sub>
Б <sub>3.4</sub>	Зубчатая полумуфта	- износ шпоночного паза	С <sub>12</sub>
		- износ зубьев	С <sub>13</sub>
		- отсутствие смазки	С <sub>14</sub>
		- отсутствие деталей	С <sub>15</sub>
Б <sub>3.5</sub>	Шпонка	- срез, смятие	С <sub>16</sub>

Продолжение табл. 1

Б <sub>3.6</sub>	Вал	- осевой ход	C <sub>17</sub>
		- износ шеек, скручивание	C <sub>18</sub>
Б <sub>3.7</sub>	Крепёжное соединение	- отсутствие элемента	C <sub>19</sub>
		- дефект резьбы	C <sub>20</sub>
Б <sub>3.8</sub>	Полумуфта	- износ шпоночного паза	C <sub>21</sub>
А <sub>4</sub>	Тормоз	- не отрегулирован	C <sub>22</sub>
		- состояние пружины	C <sub>23</sub>
		- отсутствуют детали	C <sub>24</sub>
		- состояние толкателя	C <sub>25</sub>
		- износ колодок, трещины	C <sub>26</sub>
А <sub>5</sub>	Крепёжное соединение	- отсутствие элемента	C <sub>27</sub>
		- потеря резьбы	C <sub>28</sub>
А <sub>6</sub>	Редуктор	- отсутствие смазки	C <sub>29</sub>
		- износ зубьев	C <sub>30</sub>
		- износ шеек валов	C <sub>31</sub>
		- износ подшипников	C <sub>32</sub>
А <sub>7</sub>	Крепёжное соединение	- отсутствие элемента	C <sub>33</sub>
		- дефект резьбы	C <sub>34</sub>
Б <sub>8.1</sub>	Шпонка	- срез, смятие	C <sub>35</sub>
Б <sub>8.2</sub>	Зубчатая полумуфта	- износ зубьев	C <sub>36</sub>
		- отсутствие смазки	C <sub>37</sub>
		- износ шпоночного паза	C <sub>38</sub>
Б <sub>8.3</sub>	Втулка зубчатая	- износ зубьев	C <sub>39</sub>
		- отсутствие смазки	C <sub>40</sub>
Б <sub>8.4</sub>	Втулка	- отсутствие	C <sub>41</sub>
Б <sub>8.5</sub>	Колесо ведущее	- трещины	C <sub>42</sub>
		- износ по диаметру	C <sub>43</sub>
		- износ реборды	C <sub>44</sub>
		- разность диаметров колес	C <sub>45</sub>
		- износ шпоночного паза	C <sub>46</sub>
Б <sub>8.6</sub>	Шпонка	- срез, смятие	C <sub>47</sub>
Б <sub>8.7</sub>	Вал	- износ шеек	C <sub>48</sub>
		- дефект резьбы	C <sub>49</sub>
Б <sub>8.8</sub>	Шайба торцовая	- отсутствие	C <sub>50</sub>
Б <sub>8.9</sub>	Крепёжное соединение	- отсутствие элемента	C <sub>51</sub>
		- дефект резьбы	C <sub>52</sub>
Б <sub>8.10</sub>	Втулка распорная	- износ	C <sub>53</sub>
Б <sub>8.11</sub>	Подшипник	- отсутствие смазки	C <sub>54</sub>
		- наличие дефектов	C <sub>55</sub>
Б <sub>8.12</sub>	Крышка	- износ отверстия	C <sub>56</sub>
		- дефект резьбы	C <sub>57</sub>
Б <sub>8.13</sub>	Крышка	- износ отверстия	C <sub>58</sub>
Б <sub>8.14</sub>	Букса	- износ поверхности	C <sub>59</sub>
		- отсутствие крепежных элементов	C <sub>60</sub>
Б <sub>8.15</sub>	Ось	- износ поверхности	C <sub>61</sub>
Б <sub>8.16</sub>	Шайба	- отсутствие	C <sub>62</sub>
Б <sub>8.17</sub>	Штифт	- износ	C <sub>63</sub>
Б <sub>8.18</sub>	Масленка	- наличие дефектов	C <sub>64</sub>

А <sub>9</sub>	Рельс	- износ головки	С <sub>65</sub>
		- поверхностные дефекты	С <sub>66</sub>
		- трещины в стенке	С <sub>67</sub>
		- коррозия стенки и подошвы	С <sub>68</sub>
Б <sub>10.1</sub>	Колесо ведомое	- трещины	С <sub>69</sub>
		- износ по диаметру	С <sub>70</sub>
		- износ реборды	С <sub>71</sub>
		- разность диаметров колес	С <sub>72</sub>
		- износ шпоночного паза	С <sub>73</sub>
Б <sub>10.2</sub>	Шпонка	- срез, смятие	С <sub>74</sub>
Б <sub>10.3</sub>	Вал	- износ шеек	С <sub>75</sub>
		- дефект резьбы	С <sub>76</sub>
Б <sub>10.4</sub>	Шайба торцовая	- отсутствие	С <sub>77</sub>
Б <sub>10.5</sub>	Крепёжное соединение	- отсутствие элемента	С <sub>78</sub>
		- дефект резьбы	С <sub>79</sub>
Б <sub>10.6</sub>	Втулка распорная	- износ	С <sub>80</sub>
Б <sub>10.7</sub>	Подшипник	- отсутствие смазки	С <sub>81</sub>
		- наличие дефектов	С <sub>82</sub>
Б <sub>10.8</sub>	Крышка	- износ отверстия	С <sub>83</sub>
Б <sub>10.9</sub>	Крышка	- износ отверстия	С <sub>84</sub>
		- дефект резьбы	С <sub>85</sub>
Б <sub>10.10</sub>	Букса	- износ поверхности	С <sub>86</sub>
		- отсутствие крепежных элементов	С <sub>87</sub>
Б <sub>10.11</sub>	Ось	- износ поверхности	С <sub>88</sub>
Б <sub>10.12</sub>	Шайба	- отсутствие	С <sub>89</sub>
Б <sub>10.13</sub>	Штифт	- износ	С <sub>90</sub>
Б <sub>10.14</sub>	Масленка	- наличие дефектов	С <sub>91</sub>

Критичность возможных причин отказов определялась экспертным методом. Для этого была опрошена группа экспертов в составе из 10 человек, специалистов в области стандартизации и метрологии, проектирования и эксплуатации грузоподъемных кранов, имеющих многолетний опыт научной или практической работы, базовое или профильное образование.

Информация от экспертов была получена через опросный лист, который включал функциональные блок – схемы, а также три вопроса.

Вопрос 1 (ранг S): Вероятность диагностики возможных причин отказов в зависимости от специальных процедур контроля на ПС ОПО?

Вопрос 2 (ранг O): Вероятность появления каждого вида потенциального отказа в зависимости от класса использования блоков и элементов объекта?

Вопрос 3 (ранг D): Способ обнаружения

отказа и средства, которые специалист применяет для обнаружения возможных причин отказов?

Бланк для ответов содержал информацию обо всех возможных причинах отказов блоков и элементов объекта и таблицы с критериями оценки по рангам S, O, D.

Критерии оценки диагностики возможных причин отказов специальными процедурами контроля на ПС ОПО по рангу S приведены в табл. 2.

Критерии оценки вероятности появления каждого вида потенциального отказа от класса использования элементов объекта по рангу O приведены в табл. 3 и 4.

Под вероятностью появления каждого вида потенциального отказа понимается возможность его наступления, влияющее на функциональное предназначение ТУ в зависимости от класса использования механизма (табл. 3) [7] и коэффициента использования элементов конструкции (табл. 4) [23].

Таблица 2

Значимость последствия	Уровень регламентных работ	Ранг (S)
Опасная без предупреждения	Разрушение элемента конструкции, находящегося в исправном или работоспособном состоянии без предупреждения	10
Опасная с предупреждением	Дефект, диагностирование которого возможно при капитально-восстановительном ремонте персоналом, занимающемся восстановлением работоспособности	9
Очень важная	Дефект, диагностирование которого возможно при привлечении специалистов специализированных организаций	8
Важная	Дефект, диагностирование которого возможно при плановом капитальном ремонте персоналом, занимающемся обслуживанием и ремонтом	7
Умеренная	Дефект, диагностирование которого возможно при плановом текущем ремонте персоналом, занимающемся обслуживанием и ремонтом	6
Слабая	Дефект, диагностирование которого возможно при плановом техническом обслуживании персоналом, занимающемся обслуживанием и ремонтом	5
Очень слабая	Дефект, диагностирование которого возможно при плановом осмотре персоналом, занимающемся обслуживанием и ремонтом	4
Незначительная	Дефект, диагностирование которого возможно при ежедневном осмотре персоналом, занимающемся эксплуатацией	3
Очень незначительная	ТУ находится в работоспособном состоянии	2
Отсутствует	ТУ находится в исправном состоянии	1

Таблица 3

Вероятность отказа	Значение вероятности отказа Р	Класс использования	Продолжительность использования, час	Ранг (О)
Очень большая	$P > 0,5$	$T_0$	200	10
	$0,33 < P < 0,5$	$T_1$	400	9
Большая	$0,125 < P < 0,33$	$T_2$	800	8
	$0,05 < P < 0,125$	$T_3$	1600	7
Небольшая	$0,0125 < P < 0,05$	$T_4$	3200	6
	$0,0025 < P < 0,0125$	$T_5$	6300	5
	$0,0005 < P < 0,0025$	$T_6$	12500	4
Малая	$0,00007 < P < 0,0005$	$T_7$	25000	3
	$0,000007 < P < 0,00007$	$T_8$	50000	2
Очень малая	$P < 0,000007$	$T_9$	100000	1

Таблица 4

Детали	Срок службы, год	Коэффициент использования, $K_i$
Тормозные колодки	0,1	0,01
Канаты	0,3	0,03
Зубчатые колёса	1,5	0,15
Подшипники качения	3	0,3
Валы редукторов	10	1
Металлоконструкции	20	2

Ранг класса использования элемента конструкции определяется по формуле:

$$O_i = K_i T_i$$

где:  $O_i$  - продолжительность использования элемента конструкции в часах;  $K_i$  - коэффициент использования элемента конструкции;  $T_i$  - класс использования объекта в часах.

Критерии оценки по способу обнаружения отказа и средств, которые специалист применяет для обнаружения возможных причин отказов по рангу D, приведены в табл. 5. Возможностью обнаружения отказа – производительность, оперативность, безопасность, достоверность методов контроля, точность средств измерения, применяемых при оценке причин отказов [4].

Статистическая обработка ответов экспертов на вопросы опросного листа по рангам S, O, D выполняется с помощью следующего соотношения

$$\bar{y}_{i.SOD}^{\{k\}} = 0,1 \cdot \sum_{m=1}^{m=10} y_{i.SOD}^{\{k\}}$$

где:  $\bar{y}_{i.SOD}^{\{k\}}$  - усреднённая оценка по рангам S, O, D, поставленная при ответе на  $k$ -й вопрос опросного листа экспертами;  $y_{i.SOD}^{\{k\}}$  - количественная оценка по рангам S, O, D, поставленная  $m$ -м экспертом балла при ответе на  $k$ -й вопрос опросного листа.

Статистическая обработка ответов экспертов на вопросы опросного листа по рангам S, O, D приведена в таблице 6.

Количественная оценка критичности возможных причин отказов блоков и элементов объекта, коэффициент приоритетного риска (КПР), определяется произведением рангов S, O, D и нормируется от 1 до 1000. Результаты количественной оценки критичности (КПР) блоков и элементов объекта приведены в табл. 6.

Таблица 5

Полнота контроля, производительность, оперативность, безопасность и достоверность методов неразрушающего контроля, точность средств измерения	Ранг (D)
Разрушающие методы контроля	10
Магнитный и акустический методы контроля, полнота контроля 100%	9
Магнитный и акустический методы контроля, полнота контроля выборочная	8
Оптический и капиллярный методы контроля	7
Радиационный метод контроля	6
Радиоволновой и тепловой методы контроля	5
Визуальный и измерительный контроль, точность средств измерения до 1 мкм, полнота контроля 100 %	4
Визуальный 100% и выборочный измерительный контроль, точность средств измерения до 1 мкм	3
Визуальный 100% и выборочный измерительный контроль, точность средств измерения 1 мм	2
Визуальный контроль, полнота контроля 100%	1
Контроль не проводится из-за надёжности конструкции	0

Таблица 6

Индекс	Блок, элемент	Возможные причины отказов	Индекс отказа	Ранги			КПР	
				(S)	(O)	(D)	Кол.	Сумма
A <sub>1</sub>	Электродвигатель	- замыкание обмотки	C <sub>1</sub>	6	6	1	36	214
		- износ щеток	C <sub>2</sub>	5	7	2	70	
		- износ шеек вала	C <sub>3</sub>	6	6	3	108	
A <sub>2</sub>	Крепёжное соединение	- отсутствие элемента	C <sub>4</sub>	3	5	1	15	45
		- дефект резьбы	C <sub>5</sub>	6	5	1	30	
B <sub>3.1</sub>	Шпонка	- срез, смятие	C <sub>6</sub>	6	5	1	30	30

Продолжение табл. 6

Б <sub>3.2</sub>	Шкив	- износ поверхности	C <sub>7</sub>	6	8	3	144	228
		- износ шпоночного паза	C <sub>8</sub>	6	6	1	36	
		- трещины, обломы	C <sub>9</sub>	6	8	1	48	
Б <sub>3.3</sub>	Крепёжное со-единение	- отсутствие элемента	C <sub>10</sub>	3	5	1	15	45
		- дефект резьбы	C <sub>11</sub>	6	5	1	30	
Б <sub>3.4</sub>	Зубчатая полу-муфта	- износ шпоночного паза	C <sub>12</sub>	6	6	1	36	235
		- износ зубьев	C <sub>13</sub>	6	8	3	144	
		- отсутствие смазки	C <sub>14</sub>	5	8	1	40	
		- отсутствие деталей	C <sub>15</sub>	3	5	1	15	
Б <sub>3.5</sub>	Шпонка	- срез, смятие	C <sub>16</sub>	6	5	1	30	30
Б <sub>3.6</sub>	Вал	- осевой ход	C <sub>17</sub>	5	6	2	60	168
		- износ шеек, скручи-вание	C <sub>18</sub>	6	6	3	108	
Б <sub>3.7</sub>	Крепёжное со-единение	- отсутствие элемента	C <sub>19</sub>	3	5	1	15	45
		- дефект резьбы	C <sub>20</sub>	6	5	1	30	
Б <sub>3.8</sub>	Полумуфта	- износ шпоночного паза	C <sub>21</sub>	6	5	1	30	30
А <sub>4</sub>	Тормоз	- не отрегулирован	C <sub>22</sub>	3	6	1	18	293
		- состояние пружины	C <sub>23</sub>	5	6	1	30	
		- отсутствуют детали	C <sub>24</sub>	3	5	1	15	
		- состояние толкателя	C <sub>25</sub>	5	6	1	30	
		- износ колодок, тре-щины	C <sub>26</sub>	5	10	4	200	
А <sub>5</sub>	Крепёжное со-единение	- отсутствие элемента	C <sub>27</sub>	3	5	1	15	45
		- потеря резьбы	C <sub>28</sub>	6	5	1	30	
А <sub>6</sub>	Редуктор	- отсутствие смазки	C <sub>29</sub>	5	8	1	40	418
		- износ зубьев	C <sub>30</sub>	6	8	4	192	
		- износ шеек валов	C <sub>31</sub>	6	6	4	144	
		- износ подшипников	C <sub>32</sub>	6	7	1	42	
А <sub>7</sub>	Крепёжное со-единение	- отсутствие элемента	C <sub>33</sub>	3	5	1	15	45
		- дефект резьбы	C <sub>34</sub>	6	5	1	30	
Б <sub>8.1</sub>	Шпонка	- срез, смятие	C <sub>35</sub>	6	5	1	30	30
Б <sub>8.2</sub>	Зубчатая полу-муфта	- износ зубьев	C <sub>36</sub>	6	8	3	144	220
		- отсутствие смазки	C <sub>37</sub>	5	8	1	40	
		- износ шпоночного паза	C <sub>38</sub>	6	6	1	36	
Б <sub>8.3</sub>	Втулка зубчатая	- износ зубьев	C <sub>39</sub>	6	8	3	144	192
		- отсутствие смазки	C <sub>40</sub>	6	8	1	48	
Б <sub>8.4</sub>	Втулка	- отсутствие	C <sub>41</sub>	6	5	0	0	0
Б <sub>8.5</sub>	Колесо ведущее	- трещины	C <sub>42</sub>	8	5	7	280	886
		- износ по диаметру	C <sub>43</sub>	6	8	4	192	
		- износ реборды	C <sub>44</sub>	6	8	4	192	
		- разность диаметров колес	C <sub>45</sub>	6	8	4	192	
		- износ шпоночного паза	C <sub>46</sub>	6	5	1	30	
Б <sub>8.6</sub>	Шпонка	- срез, смятие	C <sub>47</sub>	6	5	1	30	30

Окончание табл. 6

Б <sub>8.7</sub>	Вал	- износ шеек	C <sub>48</sub>	6	6	3	108	138
		- дефект резьбы	C <sub>49</sub>	6	5	1	30	
Б <sub>8.8</sub>	Шайба торцовая	- отсутствие	C <sub>50</sub>	3	5	1	15	15
Б <sub>8.9</sub>	Крепёжное со-единение	- отсутствие элемента	C <sub>51</sub>	3	5	1	15	45
		- дефект резьбы	C <sub>52</sub>	6	5	1	30	
Б <sub>8.10</sub>	Втулка распорная	- износ	C <sub>53</sub>	6	5	0	0	0
Б <sub>8.11</sub>	Подшипник	- отсутствие смазки	C <sub>54</sub>	5	7	1	35	77
		- наличие дефектов	C <sub>55</sub>	6	7	1	42	
Б <sub>8.12</sub>	Крышка	- износ отверстия	C <sub>56</sub>	6	5	0	0	30
		- дефект резьбы	C <sub>57</sub>	6	5	1	30	
Б <sub>8.13</sub>	Крышка	- износ отверстия	C <sub>58</sub>	6	5	0	0	0
Б <sub>8.14</sub>	Букса	- износ поверхности	C <sub>59</sub>	7	5	0	0	20
		- отсутствие крепеж-ных элементов	C <sub>60</sub>	4	5	1	20	
Б <sub>8.15</sub>	Ось	- износ поверхности	C <sub>61</sub>	9	5	0	0	0
Б <sub>8.16</sub>	Шайба	- отсутствие	C <sub>62</sub>	4	5	0	0	0
Б <sub>8.17</sub>	Штифт	- износ	C <sub>63</sub>	9	5	0	0	0
Б <sub>8.18</sub>	Масленка	- наличие дефектов	C <sub>64</sub>	5	5	1	25	25
А <sub>9</sub>	Рельс	- износ головки	C <sub>65</sub>	6	8	2	96	726
		- поверхностные де-фекты	C <sub>66</sub>	6	5	1	30	
		- трещины в стенке	C <sub>67</sub>	8	5	7	280	
		- коррозия стенки и подошвы	C <sub>68</sub>	8	5	8	320	
Б <sub>10.1</sub>	Колесо ведомое	- трещины	C <sub>69</sub>	8	5	7	280	886
		- износ по диаметру	C <sub>70</sub>	6	8	4	192	
		- износ реборды	C <sub>71</sub>	6	8	4	192	
		- разность диаметров колес	C <sub>72</sub>	6	8	4	192	
		- износ шпоночного паза	C <sub>73</sub>	6	5	1	30	
Б <sub>10.2</sub>	Шпонка	- срез, смятие	C <sub>74</sub>	6	5	1	30	30
Б <sub>10.3</sub>	Вал	- износ шеек	C <sub>75</sub>	6	6	3	108	138
		- дефект резьбы	C <sub>76</sub>	6	5	1	30	
Б <sub>10.4</sub>	Шайба торцовая	- отсутствие	C <sub>77</sub>	3	5	1	15	15
Б <sub>10.5</sub>	Крепёжное со-единение	- отсутствие элемента	C <sub>78</sub>	3	5	1	15	45
		- дефект резьбы	C <sub>79</sub>	6	5	1	30	
Б <sub>10.6</sub>	Втулка распорная	- износ	C <sub>80</sub>	6	5	0	0	0
Б <sub>10.7</sub>	Подшипник	- отсутствие смазки	C <sub>81</sub>	5	7	1	35	77
		- наличие дефектов	C <sub>82</sub>	6	7	1	42	
Б <sub>10.8</sub>	Крышка	- износ отверстия	C <sub>83</sub>	6	5	0	0	0
Б <sub>10.9</sub>	Крышка	- износ отверстия	C <sub>84</sub>	6	5	0	0	30
		- дефект резьбы	C <sub>85</sub>	6	5	1	30	
Б <sub>10.10</sub>	Букса	- износ поверхности	C <sub>86</sub>	7	5	0	0	20
		- отсутствие крепеж-ных элементов	C <sub>87</sub>	4	5	1	20	
Б <sub>10.11</sub>	Ось	- износ поверхности	C <sub>88</sub>	9	5	0	0	0
Б <sub>10.12</sub>	Шайба	- отсутствие	C <sub>89</sub>	4	5	0	0	0
Б <sub>10.13</sub>	Штифт	- износ	C <sub>90</sub>	9	5	0	0	0
Б <sub>10.14</sub>	Масленка	- наличие дефектов	C <sub>91</sub>	5	5	1	25	25

Для определения количества лимитирующих блоков и элементов, входящих в область риска, строится диаграмма Парето [1]. Для этого ранжируются значения коэффициента приоритетного риска в порядке убывания (табл. 7) начиная с коэффициента приоритетного риска «колесо ведущее» и заканчивая «шайба торцовая» и подсчитывается общее значение коэффициента приоритетного риска для каждого блока или элемента. В

графе «накопленный итог, сумма» к предыдущему значению коэффициента приоритетного риска прибавляем последующее. В следующей графе вычисляем процент каждого значения коэффициента приоритетного риска от их общего значения и подсчитаем общее количество процентов. Последнюю графу заполняем по аналогии с графой «накопленный итог, сумма».

Таблица 7

Индекс	Блок, элемент	Возможные отказы	КПР		Доля %	Накопленный итог	
			Кол.	Сумма		Сумма	%
Б <sub>8.5</sub>	Колесо ведущее	- трещины	280	886	15,9	886	15,9
		- износ по диаметру	192				
		- износ реборды	192				
		- разность диаметров колес	192				
		- износ шпоночного паза	30				
Б <sub>10.1</sub>	Колесо ведомое	- трещины	280	886	15,9	1772	31,8
		- износ по диаметру	192				
		- износ реборды	192				
		- разность диаметров колес	192				
		- износ шпоночного паза	30				
А <sub>9</sub>	Рельс	- износ головки	96	726	13	2498	44,8
		- поверхностные дефекты	30				
		- трещины в стенке	280				
		- коррозия стенки и подошвы	320				
А <sub>6</sub>	Редуктор	- отсутствие смазки	40	418	7,5	2916	52,3
		- износ зубьев	192				
		- износ шеек валов	144				
		- износ подшипников	42				
А <sub>4</sub>	Тормоз	- не отрегулирован	18	293	5,26	3209	57,56
		- состояние пружины	30				
		- отсутствуют детали	15				
		- состояние толкателя	30				
		- износ колодок, трещины	200				

Продолжение табл. 7

Б <sub>3.4</sub>	Зубчатая полу-муфта	- износ шпоночно-го паза	36	235	4,22	3444	61,78
		- износ зубьев	144				
		- отсутствие смаз-ки	40				
		- отсутствие дета-лей	15				
Б <sub>3.2</sub>	Шкив	- износ поверхно-сти	144	228	4,09	3672	65,87
		- износ шпоночно-го паза	36				
		- трещины, обло-мы	48				
Б <sub>8.2</sub>	Зубчатая полу-муфта	- износ зубьев	144	220	3,95	3892	69,82
		- отсутствие смаз-ки	40				
		- износ шпоночно-го паза	36				
А <sub>1</sub>	Электродвигатель	- замыкание об-мотки	36	214	3,84	4106	73,66
		- износ щеток	70				
		- износ шеек вала	108				
Б <sub>8.3</sub>	Втулка зубчатая	- износ зубьев	144	192	3,45	4298	77,11
		- отсутствие смаз-ки	48				
Б <sub>3.6</sub>	Вал	- осевой ход	60	168	3,02	4466	80,13
		- износ шеек, скручивание	108				
Б <sub>8.7</sub>	Вал	- износ шеек	108	138	2,48	4604	82,61
		- дефект резьбы	30				
Б <sub>10.3</sub>	Вал	- износ шеек	108	138	2,48	4742	85,09
		- дефект резьбы	30				
Б <sub>8.11</sub>	Подшипник	- отсутствие смаз-ки	35	77	1,38	4819	86,47
		- наличие дефек-тов	42				
Б <sub>10.7</sub>	Подшипник	- отсутствие смаз-ки	35	77	1,38	4896	87,85
		- наличие дефек-тов	42				
А <sub>2</sub>	Крепёжное со-единение	- отсутствие эле-мента	15	45	0,81	4941	88,66
		- дефект резьбы	30				
Б <sub>3.3</sub>	Крепёжное со-единение	- отсутствие эле-мента	15	45	0,81	4986	89,47
		- дефект резьбы	30				
Б <sub>3.7</sub>	Крепёжное со-единение	- отсутствие эле-мента	15	45	0,81	5031	90,28
		- дефект резьбы	30				

Окончание табл. 7

А <sub>5</sub>	Крепёжное со-единение	- отсутствие эле-мента	15	45	0,81	5076	91,09
		- потеря резьбы	30				
А <sub>7</sub>	Крепёжное со-единение	- отсутствие эле-мента	15	45	0,81	5121	91,9
		- дефект резьбы	30				
Б <sub>8.9</sub>	Крепёжное со-единение	- отсутствие эле-мента	15	45	0,81	5166	92,71
		- дефект резьбы	30				
Б <sub>10.5</sub>	Крепёжное со-единение	- отсутствие эле-мента	15	45	0,81	5211	93,52
		- дефект резьбы	30				
Б <sub>3.1</sub>	Шпонка	- срез, смятие	30	30	0,54	5241	94,06
Б <sub>3.5</sub>	Шпонка	- срез, смятие	30	30	0,54	5271	94,6
Б <sub>3.8</sub>	Полумуфта	- износ шпоночно-го паза	30	30	0,54	5301	95,14
Б <sub>8.1</sub>	Шпонка	- срез, смятие	30	30	0,54	5331	95,68
Б <sub>8.6</sub>	Шпонка	- срез, смятие	30	30	0,54	5361	96,22
Б <sub>8.12</sub>	Крышка	- износ отверстия	0	30	0,54	5391	96,76
		- дефект резьбы	30				
Б <sub>10.2</sub>	Шпонка	- срез, смятие	30	30	0,54	5421	97,3
Б <sub>10.9</sub>	Крышка	- износ отверстия	0	30	0,54	5451	97,84
		- дефект резьбы	30				
Б <sub>8.18</sub>	Масленка	- наличие дефек-тов	25	25	0,45	5476	98,29
Б <sub>10.14</sub>	Масленка	- наличие дефек-тов	25	25	0,45	5501	98,74
Б <sub>8.14</sub>	Букса	- износ поверхно-сти	0	20	0,36	5521	99,1
		- отсутствие кре-пежных элементов	20				
Б <sub>10.10</sub>	Букса	- износ поверхно-сти	0	20	0,36	5541	99,46
		- отсутствие кре-пежных элементов	20				
Б <sub>8.8</sub>	Шайба торцовая	- отсутствие	15	15	0,27	5556	99,73
Б <sub>10.4</sub>	Шайба торцовая	- отсутствие	15	15	0,27	5571	100

Для построения диаграммы Парето (рис. 9) на оси абсцисс откладываем блоки и элементы конструкции, обозначая их индексами, а на оси ординат – значение коэффициента приоритетного риска.

Далее строим столбчатую диаграмму, где каждому блоку или элементу объекта соответствует свой столбик, вертикальная сторона которого равна значению коэффициента приоритетного риска. Блоки и элементы откладываются в порядке убывания их коэффициента приоритетного риска. Если при

построении диаграммы ряд столбцов имеют одинаковую высоту, то это означает их одинаковый «вклад в образование риска возникновения отказа» механизма передвижения грузовой тележки мостового крюкового электрического крана.

На правой стороне графика по оси ординат откладываем значения кумулятивного процента и вычерчиваем кривую кумулятивной суммы. Данная кривая носит название кривой Парето, она отражает в общем случае накопленное влияние всех причин потенци-

альных отказов блоков и элементов в конструкции механизма передвижения грузовой тележки мостового крюкового электрического крана.

Далее на уровне 80 % проводим горизонтальную линию до пересечения с кумуля-

тивной кривой и из точки пересечения опускаем перпендикуляр на горизонтальную ось. В итоге получаем две области потенциальных отказов, которые расположены слева от перпендикуляра являются значимыми, а справа не значимые.

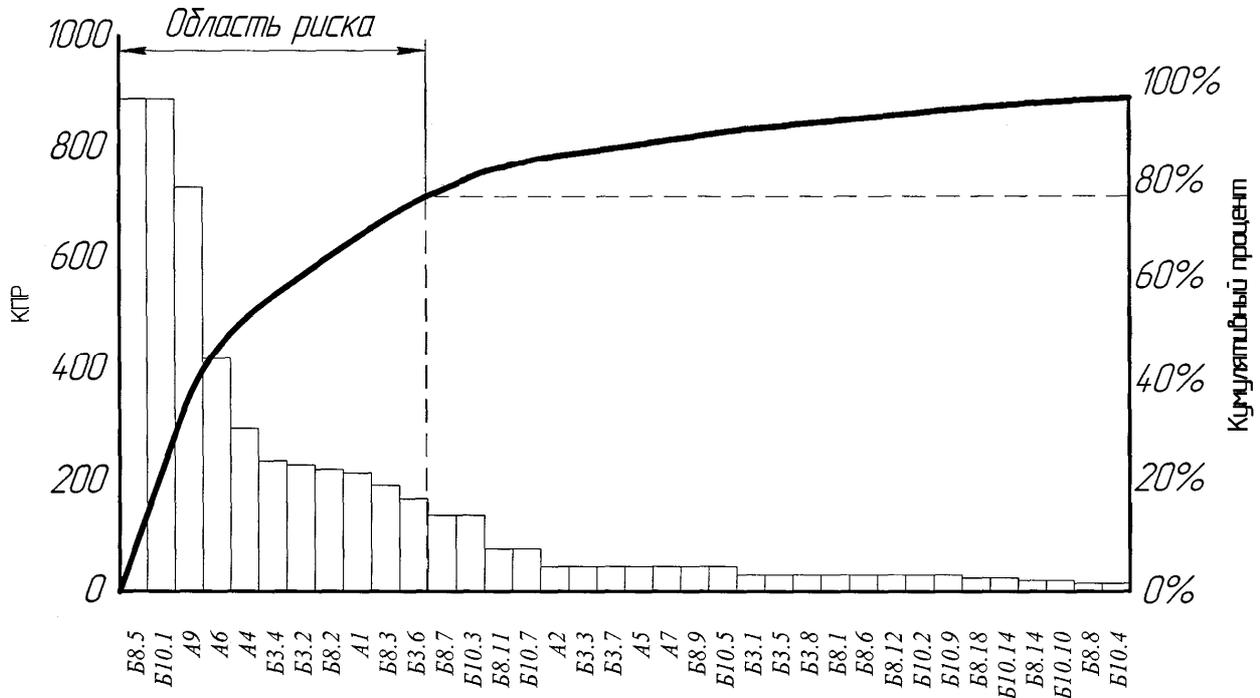


Рис. 9. Диаграмма Парето механизма передвижения грузовой тележки мостового крана

Из построенной диаграммы Парето (рис. 9) видно, что в области риска оказались эле-

менты конструкции, как:

- |     |                   |                    |   |        |
|-----|-------------------|--------------------|---|--------|
| 1.  | Б <sub>8.5</sub>  | Колесо ведущее     | - | 15,9 % |
| 2.  | Б <sub>10.1</sub> | Колесо ведомое     | - | 15,9 % |
| 3.  | А <sub>9</sub>    | Рельс              | - | 13 %   |
| 4.  | А <sub>6</sub>    | Редуктор           | - | 7,5 %  |
| 5.  | А <sub>4</sub>    | Тормоз             | - | 5,26 % |
| 6.  | Б <sub>3.4</sub>  | Зубчатая полумуфта | - | 4,22 % |
| 7.  | Б <sub>3.2</sub>  | Шкив               | - | 4,09 % |
| 8.  | Б <sub>8.2</sub>  | Зубчатая полумуфта | - | 3,95 % |
| 9.  | А <sub>1</sub>    | Электродвигатель   | - | 3,84 % |
| 10. | Б <sub>8.3</sub>  | Втулка зубчатая    | - | 3,45 % |
| 11. | Б <sub>3.6</sub>  | Вал                | - | 3,02 % |

Для установления причинно-следственных связей между объектом и влияющих на него факторов строится диаграмма Исикавы [1] для блоков и элементов объекта, попавших в область риска (рис. 10).

Анализируя причинно-следственную диаграмму (рис. 10), можно сделать вывод, что

наибольший риск возникновения потенциальных отказов – колесо ведущее, колесо ведомое. Этот факт подтверждается значением коэффициента приоритетного риска – 886. По сравнению с остальными рисками потенциальных отказов блоков и элементов объекта: рельс – 726, редуктор – 418, тормоз – 293,

зубчатая полумуфта – 235, шкив – 228, зубчатая полумуфта – 220, электродвигатель – 214, втулка зубчатая – 192, вал – 168. Воз-

можные причины отказов блоков и элементов объекта из области риска и значимость последствий приведены в табл. 8.

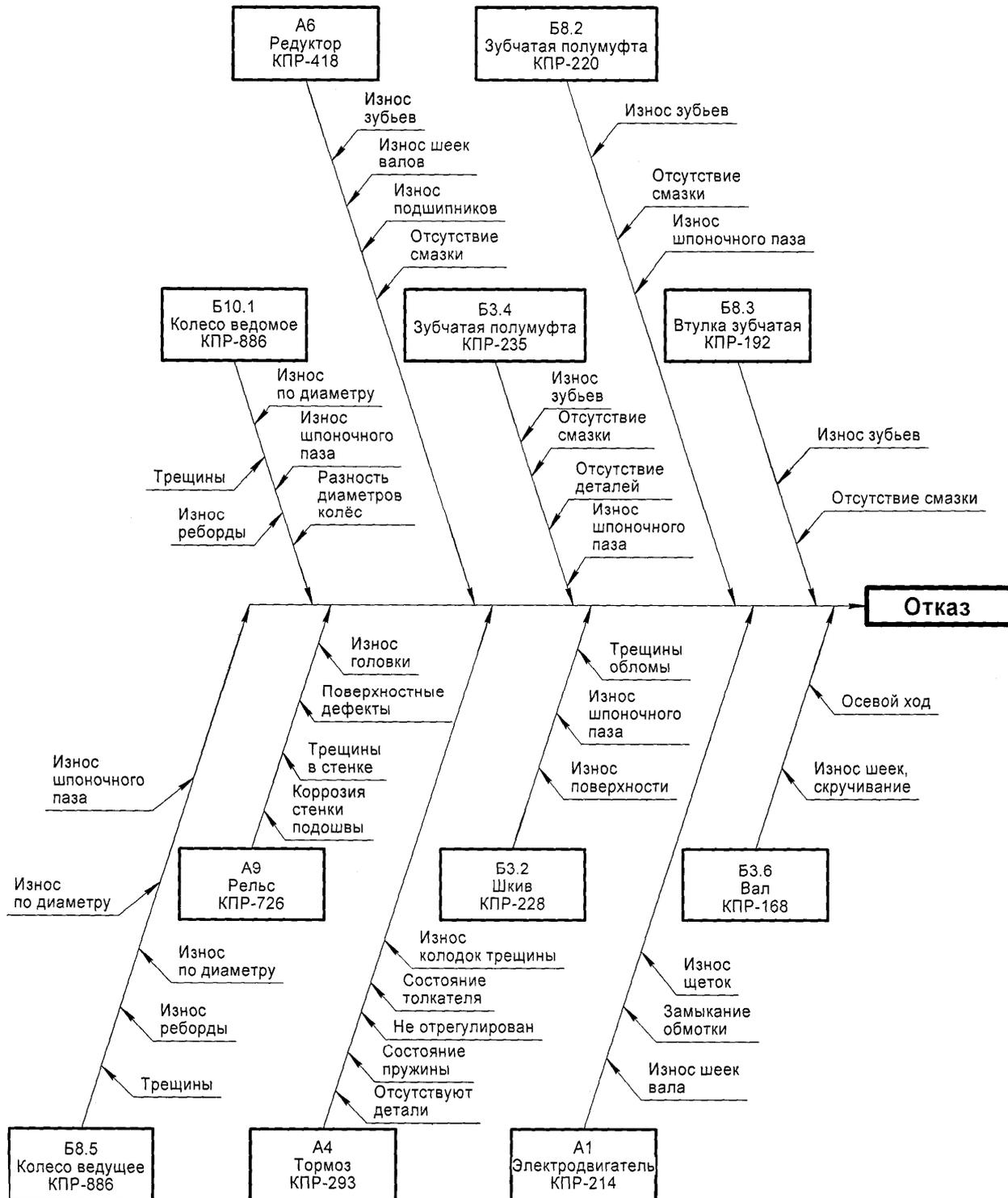


Рис. 10. Диаграмма Исикавы для элементов механизма передвижения грузовой тележки мостового крана, оказавшихся в зоне риска

Таблица 8

Элемент конструкции	Возможные отказы	Значимость последствия
Колесо ведущее	- трещины	Очень важная
	- износ по диаметру	Умеренная
	- износ реборды	Умеренная
	- разность диаметров колес	Умеренная
	- износ шпоночного паза	Умеренная
Колесо ведомое	- трещины	Очень важная
	- износ по диаметру	Умеренная
	- износ реборды	Умеренная
	- разность диаметров колес	Умеренная
	- износ шпоночного паза	Умеренная
Рельс	- износ головки	Умеренная
	- поверхностные дефекты	Умеренная
	- трещины в стенке	Очень важная
	- коррозия стенки и подошвы	Очень важная
Редуктор	- отсутствие смазки	Слабая
	- износ зубьев	Умеренная
	- износ шеек валов	Умеренная
	- износ подшипников	Умеренная
Тормоз	- не отрегулирован	Незначительная
	- состояние пружины	Слабая
	- отсутствуют детали	Незначительная
	- состояние толкателя	Слабая
	- износ колодок, трещины	Слабая
Зубчатая полумуфта	- износ шпоночного паза	Умеренная
	- износ зубьев	Умеренная
	- отсутствие смазки	Слабая
	- отсутствие деталей	Незначительная
Шкив	- износ поверхности	Умеренная
	- износ шпоночного паза	Умеренная
	- трещины, обломы	Умеренная
Зубчатая полумуфта	- износ зубьев	Умеренная
	- отсутствие смазки	Слабая
	- износ шпоночного паза	Умеренная
Электродвигатель	- замыкание обмотки	Умеренная
	- износ щеток	Слабая
	- износ шеек вала	Умеренная
Втулка зубчатая	- износ зубьев	Умеренная
	- отсутствие смазки	Умеренная
Вал	- осевой ход	Слабая
	- износ шеек, скручивание	Умеренная

**Выводы.**

1. Лимитирующими элементами в конструкции механизма подъема крюкового электрического мостового крана являются: колесо ведущее, колесо ведомое, рельс, редуктор, тормоз, зубчатая полумуфта, шкив, зубчатая полумуфта, электродвигатель, втулка зубча-

тая, вал. Из них по значимости последствия (очень важными) являются: колесо ведущее, колесо ведомое и рельс.

2. Несоблюдение паспортных режимов работы и условий эксплуатации, невыполнение требований нормативной документации по диагностике возможных причин отказов

специальными процедурами контроля, применение неэффективных методов неразрушающего контроля и средств измерения может привести к увеличению числа лимитирующих элементов и увеличению риска возникновения потенциальных отказов.

3. Для уменьшения риска возникновения потенциальных отказов необходимо:

1) соблюдать паспортный режим работы подъемных сооружений и условия эксплуатации;

2) проводить диагностику возможных причин отказов специальными процедурами контроля;

3) применять эффективные методы неразрушающего контроля и средства измерения.

4. Представленный в данной работе FMEA-анализ позволяет выполнить оценку критичности и тяжести последствий элементов конструкции в процессе эксплуатации технического устройства в условиях получения необходимой информации о величине слагаемых риска – вероятности возникновения отказов вследствие проявления тех или иных характерных дефектов металлоконструкции, механизмов движения, систем энергообеспечения и безопасности в зависимости от диагностики возможных причин отказов специальными процедурами контроля, продолжительности использования элементов конструкции, методов и средств измерения.

5. Достоверность оценки технического риска может быть достигнута на основании анализа конструкции, режима работы, эксплуатационной документации, организации работы по техническому обслуживанию и ремонту на основе экспертных оценок технического состояния обследованных машин и промышленной безопасности на подъемных сооружениях опасных производственных объектов.

#### Список литературы

1. Анализ видов и последствий потенциальных отказов. FMEA: справ. рук. / «Крайслер корпорэйшн», «Форд мотор компани», «Дженерал моторс корпорэйшн». – Н. Новгород: НИЦ КД; Приоритет, 1997. – 67 с.

2. Исикава К. Японские методы управления качеством. – М.: Экономика, 1988. – 216 с.

3. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. – М.: Изд-во

МГТУ им. Н.Э.Баумана – Высшая школа, 2000. – 552 с.

4. Каневский И.Н. Неразрушающие методы контроля / И.Н. Каневский, Е.Н. Сальникова. – Владивосток: ДВГТУ, 2007. – 243 с.

5. Федеральный закон от 21.07.1997 № 116-ФЗ «О промышленной безопасности опасных производственных объектов».

6. Постановление Правительства РФ от 10.03.1999 №263 «Об организации и осуществлении производственного контроля за соблюдением требований промышленной безопасности на опасном производственном объекте».

7. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения».

8. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила проведения экспертизы промышленной безопасности»

9. РД 10-112-1-04 «Рекомендации по экспертному обследованию грузоподъемных машин. Общие положения».

10. РД 10-112-5-97 «Методические указания по обследованию грузоподъемных машин с истекшим сроком службы. Часть 5. Краны мостовые и козловые».

11. РД 03-606-03 «Инструкция по визуальному и измерительному контролю».

12. РД 03-348-00 «Методические указания по магнитной дефектоскопии стальных канатов. Основные положения».

13. РД 13-05-2006 «Методические рекомендации о порядке проведения магнитопорошкового контроля технических устройств и сооружений, применяемых и эксплуатируемых на опасных производственных объектах».

14. РД 13-06-2006 «Методические рекомендации о порядке проведения капиллярного контроля технических устройств и сооружений, применяемых и эксплуатируемых на опасных производственных объектах».

15. РД 13-04-2006 «Методические рекомендации о порядке проведения теплового контроля технических устройств и сооружений, применяемых и эксплуатируемых на опасных производственных объектах».

16. РД 13-03-2006 «Методические рекомендации о порядке проведения вихретокового контроля технических устройств и сооружений, применяемых и эксплуатируемых на опасных производственных объектах».

17. РД РОСЭК-001-96 «Машины грузоподъемные. Конструкции металлические. Контроль ультразвуковой. Основные положения».

18. РД РОСЭК-006-97 «Машины грузоподъемные. Конструкции металлические. Толщинометрия ультразвуковая. Основные положения».

19. РД 10-197-98 «Инструкция по оценке технического состояния болтовых и заклепочных соединений грузоподъемных кранов».

20. ИСО 4301/1-86 «Краны грузоподъемные классификация».

21. ГОСТ 25835-83 «Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы».

22. ГОСТ Р 51901.12-2007 «Менеджмент риска. Метод анализа видов и последствий отказов».

23. Гилев, А.В. Metallurgical lifting-transport machines / A.V. Gilev, A.A. Anushenkov, A.Yu. Stovmanenko, A.O. Shigin. – Krasnoyarsk: SFU, 2008. - 252 p.

24. Ритенман, И.Л. Вероятность возникновения отказов при эксплуатации механизма подъема мостового крюкового электрического крана / И.Л. Ритенман, В.И. Ритенман, Л.И. Блейшмидт // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. - №3. – С. 303-332. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-303-332

#### Сведения об авторах

Ритенман Илья Леонидович – эксперт в области промышленной безопасности, технический директор ООО «Промбезопасность», [ritenman@mail.ru](mailto:ritenman@mail.ru).

Ритенман Владислав Ильич – инженер-метролог АО «МЕТАКЛЭЙ», [vlad.ritenman@mail.ru](mailto:vlad.ritenman@mail.ru).

Блейшмидт Леонид Израйлович – кандидат технических наук, доцент, заместитель генерального директора ООО «Промбезопасность», [lblshdt@rambler.ru](mailto:lblshdt@rambler.ru).

## THE LIKELIHOOD OF FAILURES IN THE OPERATION OF THE MECHANISM OF MOVEMENT OF A CARGO TRUCK ELECTRICAL HOOK BRIDGE CRANE

Ritenman I.L.<sup>1</sup>, Ritenman V.I.<sup>2</sup>, Bleyshmidt L.I.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> - ООО «Prombezopasnost» (Bryansk, Russian Federation)

<sup>2</sup> - JSC "METACLAY" (Karachev, Russian Federation)

Given the application of the methods of analysis of types and consequences of failures (FMEA analysis) to assess the technical risk of occurrence of emergency situations during the operation of the lifting mechanism electrical hook bridge crane. The technique allows to identify the limiting elements and to determine the significance of effects in the design of the lifting mechanism, to develop measures to reduce the risk of the occurrence of an emergency.

**Key words:** industrial safety, risk assessment, FMEA analysis, criticality, risk priority coefficient, Pareto chart, Ishikawa diagram, the probability of failure detection probability of failure.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-426-446

#### References

1. Analysis of the types and consequences of potential failures. FMEA / "Chrysler Corporation, Ford motor company, General motors

Corporation". N. Novgorod, KD, Priority, 1997. 67 p. (In Russian)

2. Ishikawa K. Japanese quality management methods. Moscow, Economics, 1988. 216 p. (In Russian)

3. Alexandrov M.P. Lifting machines. Moscow, MGTU imeni N.E. Baumana, Vysshaya shkola, 2000. 552 p. (In Russian)

4. Kanevsky I.N., Salnikova E.N. Non-destructive methods of control. Vladivostok, DVG TU, 2007. 243 p. (In Russian)

5. Federal law of 21.07.1997 № 116-FZ "On industrial safety of hazardous production facilities". (In Russian)

6. The decree of the RF Government dated 10.03.1999 N 263 "On the organization and implementation of production control over observance of industrial safety requirements at hazardous production facilities". (In Russian)

7. Federal norms and rules in the field of industrial safety "Safety rules for hazardous production facilities which are used elevating constructions". (In Russian)

8. Federal norms and rules in the field of industrial safety "Rules of carrying out of examination of industrial safety". (In Russian)

9. RD 10-112-1-04 "Guidelines for expert inspection of lifting machines. General provisions". (In Russian)

10. RD 10-112-5-97 "Guidelines for examination of lifting equipment with expired service life. Part 5. Cranes, overhead travelling and gantry". (In Russian)

11. RD 03-03-606 "Instruction on visual and measuring inspection". (In Russian)

12. RD 03-348-00 "Methodical guidelines for magnetic inspection of steel ropes. The main provisions". (In Russian)

13. RD 13-05-2006 "Methodological recommendations on the procedure for magnetic particle inspection of technical devices and structures applied and operated on hazardous production facilities". (In Russian)

14. RD 13-06-2006 "guidelines on procedures for conducting liquid penetrant inspection of technical devices and structures applied and operated on hazardous production facilities". (In Russian)

15. RD 13-04-2006 "Methodological recommendations on the procedure for thermal inspection of technical devices and structures ap-

plied and operated on hazardous production facilities". (In Russian)

16. RD 13-03-2006 "Methodological recommendations on the procedure for conducting eddy current testing of technical devices and structures applied and operated on hazardous production facilities". (In Russian)

17. RD ROSEK-001-96 "Machine lifting. Metal construction. The control of ultrasound. General provisions". (In Russian)

18. RD ROSEK-006-97 "Machine lifting. Metal construction. Ultrasonic thickness measurement. General provisions". (In Russian)

19. RD 10-197-98 "Guidelines for evaluation of technical condition of bolted and riveted joints of cranes". (In Russian)

20. SO 4301/1-86 "Cranes classification". (In Russian)

21. GOST 25835-83 "Cranes. Classification of mechanisms modes". (In Russian)

22. GOST R 51901.12-2007 "Management of risk. The method of analysis of types and consequences of failures". (In Russian)

23. Gilev A.V., Anushenkov, A., Stovbunenko A., Shigin A. O. Metallurgical lifting-transport machines. Krasnoyarsk, SFU, 2008. 252 p. (In Russian)

24. Ritenman I.L., Ritenman V.I., Bleyshmidt L.I. The likelihood of failures in the operation of the lifting mechanism electrical hook bridge crane. *Nauchno-tehnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.3, pp. 303-332. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-303-332 (In Russian)

#### Authors' information

Ilya L. Ritenman – an expert in the field of industrial safety, the technical Director at "Prombezopasnost", [ritenman@mail.ru](mailto:ritenman@mail.ru).

Vladislav I. Ritenman – engineer-metrologist at JSC "METACLAY", [vlad.ritenman@mail.ru](mailto:vlad.ritenman@mail.ru).

Leonid I. Bleyshmidt - Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice director at Limited Society "Prombezopasnost", [lblshdt@rambler.ru](mailto:lblshdt@rambler.ru).

Дата принятия к публикации  
(Date of acceptance for publication)  
04.12.2017

Дата публикации  
(Date of publication):  
25.12.2017



УДК 621.867

## ВЛИЯНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПОДВЕСОК НА ТРАССЕ КОНВЕЙЕРА С ПОДВЕСНОЙ ЛЕНТОЙ И РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ПРИВОДОМ ПРИ НАРУШЕНИИ ПОДВОДА ЭЛЕКТРОПИТАНИЯ ПРИВОДОВ

Толкачев Е.Н.

ЗАО «Брянский Арсенал» (Брянск, Россия)

Статья посвящена актуальному вопросу, связанному с моделированием отказов приводных подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом. Используя разработанную математическую модель отказов ведущих подвесок вследствие разрыва электроцепи, для эталонной конструкции конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом выполнено моделирование динамических характеристик. Проведено исследование влияния месторасположения отказавших приводных подвесок на трассе на главные технические характеристики конвейера с подвесной лентой.

**Ключевые слова:** конвейер ленточный, лента подвесная, модель математическая, отказ, подвеска, привод распределенный, обрыв электроцепи.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-447-455

**Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта РФФИ для научных проектов, выполняемых молодыми учеными (Мой первый грант) № 16-38-00058**

Конвейеры с подвесной лентой и распределенным приводом (рис. 1) относятся к многоприводным ленточным конвейерам [1, 2] и предназначены для беспросыпного транспортирования груза по трассе сложной пространственной конфигурации и неограниченной протяженности. Технические особенности и конструктивные преимущества конвейера неоднократно приводились в более ранних научных публикациях [3-7]. Тем не менее, необходимо отметить, что многоприводность в

данных конвейерах реализована посредством оборудования части роликовых подвесок индивидуальными мотор-редукторными приводами [8-12]. Большое количество элементов и общая сложность механической системы обуславливают необходимость проведения исследований, направленных на изучение влияния возможных отказов на главные технические показатели и оценку надежности конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом [13].

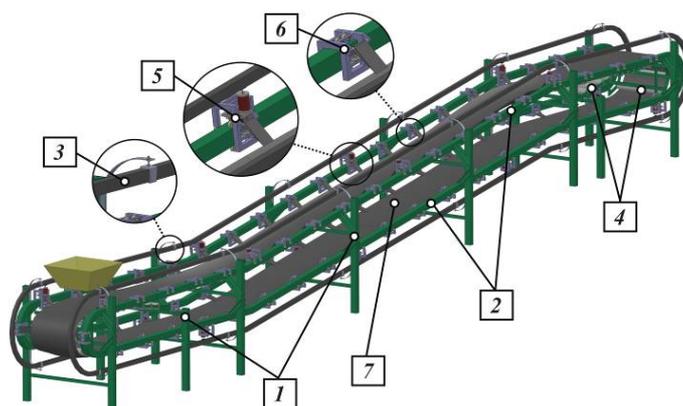


Рис. 1. Общий вид конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом: 1 – стая; 2 – направляющие качения; 3 – токоведущий тролейный шинопровод; 4 – стационарные роликоопоры; 5 – приводные подвески; 6 – неприводные подвески; 7 – лента

Выходящие из строя приводные подвески в момент отказа имеют произвольное расположение на трассе. В тоже время, можно выделить крайние расчетные ситуации, когда подвески распределены с непостоянным ша-

гом по всей трассе, либо, наоборот, отказавшие подвески скоплены в одной области. В особенности, учитывая последнюю расчетную ситуацию, важно первоначально оценить – влияет ли на результаты расчета ди-

намических характеристик конвейера место-расположение отказавших подвесок на трассе. Используя приведенную в [14] математическую модель отказа ведущих подвесок вследствие обрыва цепи электропитания, проанализируем влияние месторасположения группы отказавших приводных подвесок

на трассе на результаты расчета главных технических характеристик конвейера с подвесной лентой.

В качестве эталонного варианта выбран конвейер с подвесной лентой и распределенным приводом, технические характеристики которого представлены на рис. 2 и табл. 1.

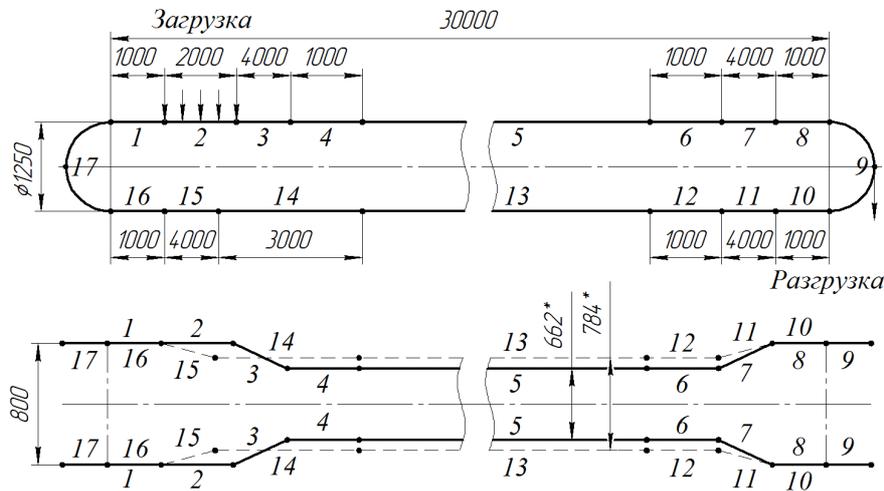


Рис. 2. Схема трассы эталонного конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом:  
 1-8 – грузовая ветвь; 10-16 – холостая ветвь; 9, 17 – концевые поворотные участки;  
 2 – загрузочный пункт; 3, 11 – желобообразующие участки; 7, 15 – выполаживающие участки; 5, 13 – линейные участки

Таблица 1

Технические характеристики эталонного конвейера

Технические параметры	Значение
Общие параметры	
Длина горизонтальной проекции конвейера $L$ , м	30
Радиус концевой поворотной секции $R$ , м	0,625
Угол наклона конвейера $\alpha$ , град	0
Производительность расчетная $Q_p$ , т/ч	200
Объемная плотность транспортируемого груза $\rho$ , т/м <sup>3</sup>	1,2
Угол естественного откоса груза $\varphi$ , град	20
Скорость транспортирования расчетная $v_{cp}$ , м/с	1,0
Общее количество подвесок на одном контуре $n$ , шт.	80
Количество приводных подвесок (дискретных участков) на контуре $n_n$ , шт.	20
Количество подвесок в дискретном участке на одном контуре $n_{dy}$ , шт.	4
Шаг подвесок $h_n$ , м	0,8
Параметры подвесок	
Сила прижатия прижимного устройства ведущей подвески $F_{np}$ , Н	140
Номинальный крутящий момент на валу привода ведущей подвески $M_{крн}$ , Н·м	8,0
Номинальная скорость вращения $n_n$ , об/мин	148,0
Скорость вращения без нагрузки $n_x$ , об/мин	165,0

Окончание табл. 1

Масса металлоконструкции прижимной секции $m_{мкнс}$ , кг	1,0
Масса приводного ролика $m_{пр}$ , кг	2,0
Масса мотор-редуктора $m_{мр}$ , кг	4,2
Масса металлоконструкции несущей секции $m_{мкнс}$ , кг	7,0
Масса неприводного ролика $m_{пр}$ , кг	0,07
Масса металлоконструкции неприводной подвески $m_{мкнт}$ , кг	5,0
Наружный радиус приводного ролика $r_{пр}$ , м	0,065
Наружный радиус холостого ролика $r_{пр}$ , м	0,025
Внутренний радиус ролика $r_o$ , м	0,006
Коэффициент трения качения приводного ролика (резина-сталь) $f_{пр}$ , м	0,0077
Коэффициент трения скольжения приводного ролика (резина-сталь) $\mu_{пр}$	0,5
Коэффициент трения качения неприводного ролика (сталь-сталь) $f_{пр}$ , м	0,001
Коэффициент трения скольжения в оси неприводного ролика $\mu_{прo}$	0,03
Количество холостых роликов в приводной подвеске $k_{II}$ , шт.	6
Количество холостых роликов в неприводной подвеске $k_H$ , шт.	4
Параметры ленты	
Ширина ленты $B$ , м.	0,8
Число прокладок ленты $i_0$ , шт.	3
Толщина верхней обкладки $\delta_1$ /нижней обкладки $\delta_2$ , мм	1,0/2,0
Толщина тягового каркаса ленты $y_{max}$ , мм	3
Прочность ленты $[\sigma_p]$ , Н/мм	400
Модуль упругости ленты $E_x$ , МПа	380
Модуль упругости ленты в поперечном направлении $E_z$ , МПа	190
Коэффициент жесткости $k$ , кН/м	570
Коэффициент затухания колебаний $\xi$	0,05

Для достижения поставленной цели выполнен сравнительный расчет динамических характеристик эталонного конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом

при различном времени наступления отказа (табл. 2). Схема исходного расположения ведущих и ведомых подвесок на трассе конвейера представлена на рис. 3.

Таблица 2

Расчетные варианты распределения отказавших приводных подвесок внутри контура

Количество во отказавших	Номер приводной подвески																				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Вариант 1	✕	✕	✕	✕	✕						✕	✕	✕	✕	✕						
Вариант 2	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕	✕											

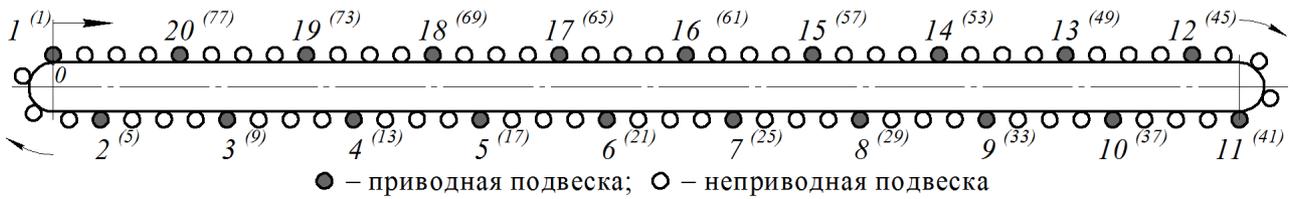


Рис. 3. Схема исходного расположения ведущих и ведомых подвесок на трассе конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом

Моменты времени наступления отказа выбраны следующими:

1. 10 секунд – момент времени, при котором приводная подвеска №1, двигающаяся с номинальной скоростью в 1 м/с, окажется в начале грузового желобчатого участка конвейера (рис. 4, а и 8, а).

2. 30 секунд – момент времени, при котором приводная подвеска №1, двигающаяся с номинальной скоростью в 1 м/с, окажется в

конце грузовой ветви, следующие приводные подвески отказавшей группы займут положения на грузовой ветви (рис. 4, б и 8, б).

3. 60 секунд – момент времени, при котором приводная подвеска №1, двигающаяся с номинальной скоростью в 1 м/с, окажется в начале трассы на холостой ветви, и следующие за ней приводные подвески отказавшей группы займут положения на холостой ветви (рис. 4, в и 8, в).

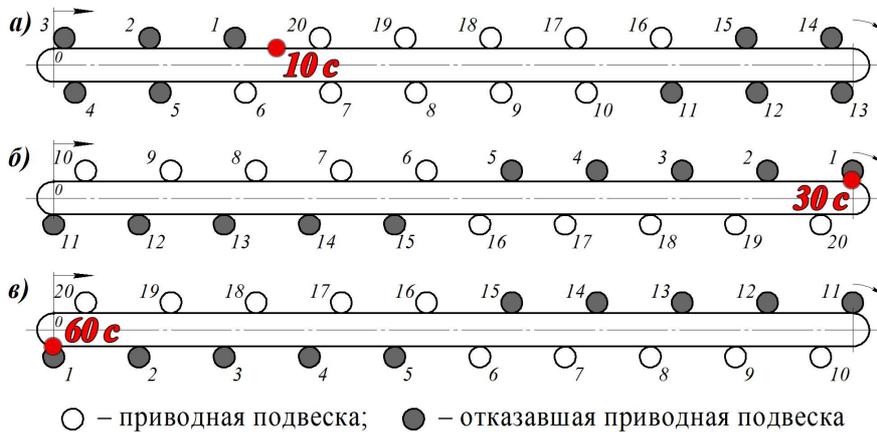


Рис. 4. Схема расположения приводных подвесок на трассе при наступлении отказа по варианту 1 (табл. 2) в моменты времени: а – 10 с; б – 30 с; в – 60 с

Результаты расчета по варианту 1 (табл. 2) основных технических характеристик конвейера представлены на рис. 5-7.

Изменение мощности конвейера с течением времени при отказе в различные моменты времени в целом имеет одинаковый характер распределения значений (рис. 5). В моменты наступления отказа наблюдаются резкие и кратковременные падения мощности до 25% от среднего значения в 4,8 кВт, однако далее прослеживаются участки со схожей амплитудой и частотой колебаний величины мощности. В целом падение средней величины мощности конвейера составляет порядка 3,9% от эталонного значения, соответствующего исправному состоянию конвейера.

Скорость транспортирования (рис. 6) изменяется аналогичным образом. Амплитуда

и частота колебаний значений имеет схожие области, а среднее значение скорости сохраняется одинаковым для различных моментов времени наступления отказа приводных подвесок и равно 0,974 м/с, что составляет 3,6% от средней величины скорости эталонного варианта.

Величины продольных напряжений увеличиваются при наступлении отказов приводных подвесок (рис. 7). Повышение максимальных значений составляет порядка 12% при значении 1,26 МПа для эталонного варианта. В остальном зависимости продольных напряжений в ленте при различном времени наступления отказа имеют одинаковый характер распределения значений.

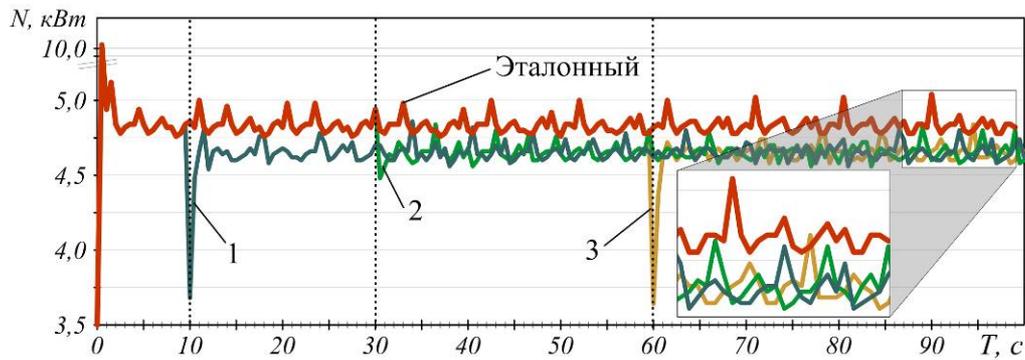


Рис. 5. Изменение мощности конвейера во времени при наступлении отказа по варианту 1 (табл. 2) в моменты времени: 1 – 10 с; 2 – 30 с; 3 – 60 с

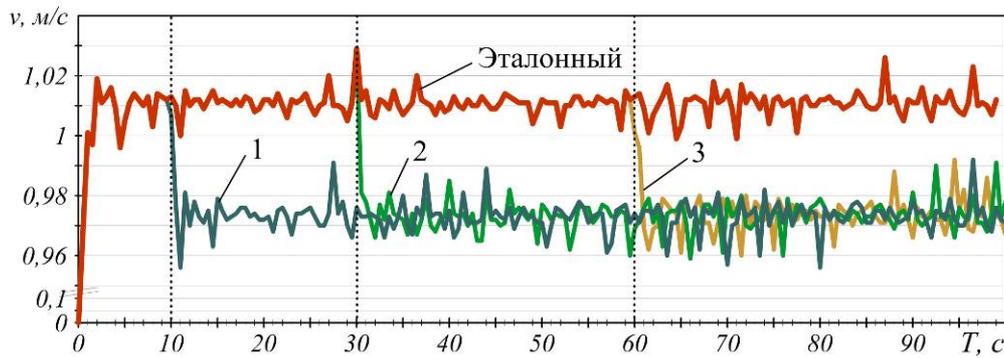


Рис. 6. Изменение скорости конвейера во времени при наступлении отказа по варианту 1 (табл. 2) в моменты времени: 1 – 10 с; 2 – 30 с; 3 – 60 с

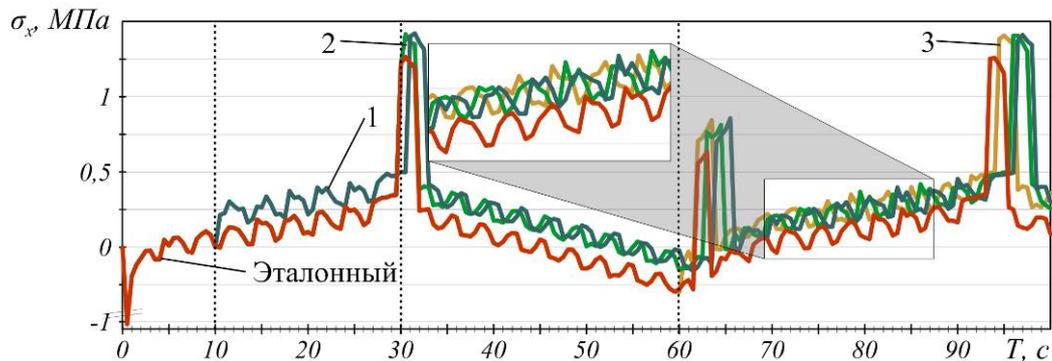


Рис. 7. Изменение продольных напряжений в ленте конвейера во времени при наступлении отказа по варианту 1 (табл. 2) в моменты времени: 1 – 10 с; 2 – 30 с; 3 – 60 с

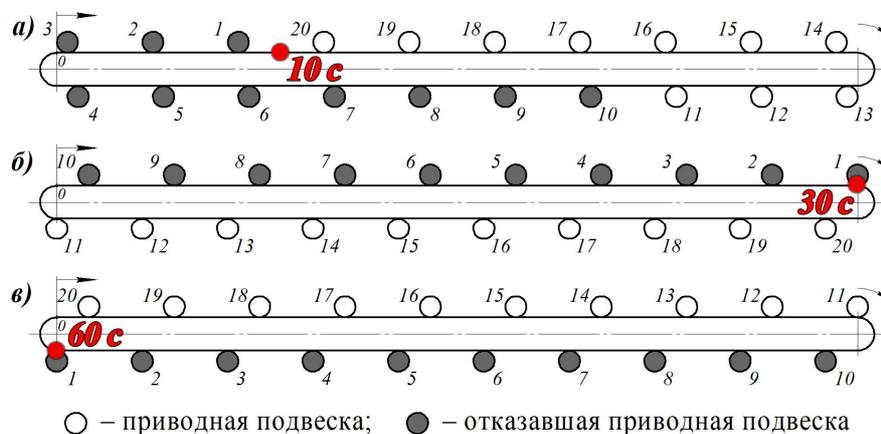


Рис. 8. Схема расположения приводных подвесок на трассе при наступлении отказа по варианту 2 в моменты времени: а – 10 с; б – 30 с; в – 60 с

Результаты расчета по варианту 2 (табл. 2) основных технических характеристик конвейера представлены на рис. 9-11.

Общая мощность приводов конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом (рис. 9) при различном времени наступления отказа в целом сохраняет характер распределения значений, в момент выхода из строя подвесок образуются «провалы» мощности до 50% от среднего значения в 4,8 кВт. Однако далее величины мощностей выравниваются и принимают средние значения порядка 4,4 кВт, а величина падения мощности составляет порядка 9,0%. Кроме того следует отметить некоторую увеличившуюся неравномерность колебаний величины общей мощности приводов конвейера: на участках грузовой ветви (интервалы времени от 10 до 30 с) частота и амплитуда колебаний заметно ниже эталонных значений, а при движении по холостой ветви (интервалы времени от 30 до 60 с) частота уменьшается, а амплитуда увеличивается.

Величины продольных напряжений увеличиваются при наступлении отказов при-

водных подвесок (рис. 7). Повышение максимальных значений составляет порядка 12% при значении 1,26 МПа для эталонного варианта. В остальном зависимости продольных напряжений в ленте при различном времени наступления отказа имеют одинаковый характер распределения значений.

Скорость транспортирования грузонесущей ленты (рис. 10) после наступления отказа для различных моментов времени наступления отказа одинаковая и имеет величину 0,922 м/с. Таким образом, сокращение скорости движения составляет порядка 8,8%.

Величины продольных напряжений в ленте конвейера (рис. 11) после выхода из строя подвесок повышаются. Максимальные значения напряжений, возникающие в области окончания грузонесущей ветви (моменты времени 30-36 с и 97-100 с) увеличиваются до 27...33% с эталонного значения в 1,26 МПа. В целом результаты изменения напряжений в ленте при различном времени отказа имеют схожий характер распределения значений.

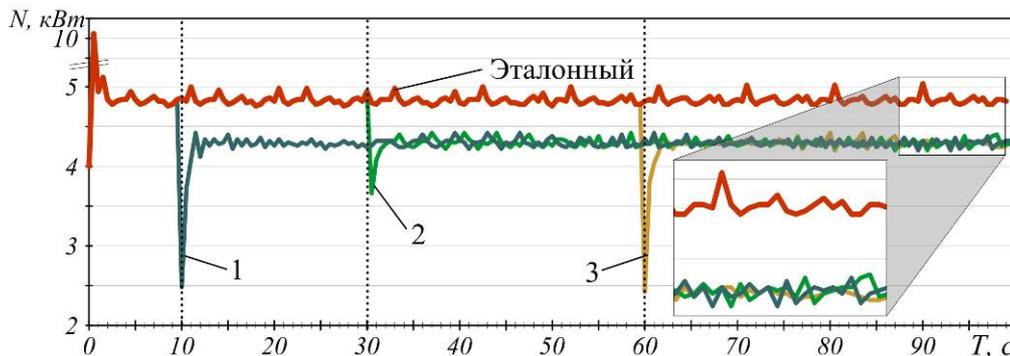


Рис. 9. Изменение мощности конвейера во времени при наступлении отказа по варианту 2 (табл. 2) в моменты времени: 1 – 10 с; 2 – 30 с; 3 – 60 с

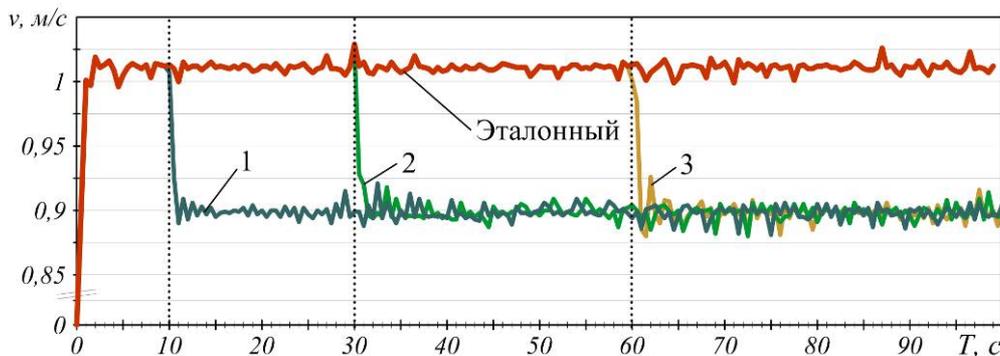


Рис. 10. Изменение скорости конвейера во времени при наступлении отказа по варианту 2 (табл. 2) в моменты времени: 1 – 10 с; 2 – 30 с; 3 – 60 с

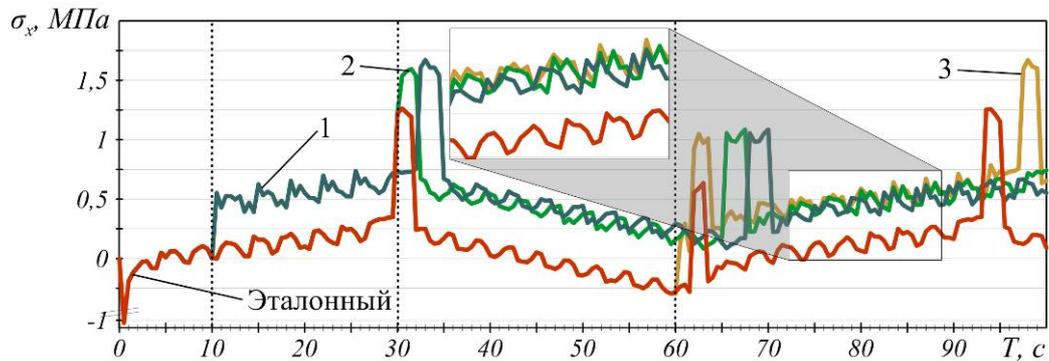


Рис. 11. Изменение продольных напряжений в ленте конвейера во времени при наступлении отказа по варианту 2 (табл. 2) в моменты времени: 1 – 10 с; 2 – 30 с; 3 – 60 с

**Выводы.** Результаты проведенного анализа влияния месторасположения групп приводных подвесок на трассе конвейера в момент наступления их отказа позволили установить, что значения рассчитываемых динамических характеристик (общей мощности приводов, скорости транспортирования груза и продольных напряжений в конвейерной ленте) сохраняются практически одинаковыми и мало зависят от положения отказавших подвесок на трассе. Такой результат позволяет обоснованно выполнять последующий комплекс расчетов, связанный с моделированием отказов при разрыве цепи электропитания приводов ведущих подвесок конвейера на трассе, выбирая произвольный наиболее удобный для расчета момент времени наступления отказа и соответствующую положению вышедшей из строя подвески точку на трассе.

#### Список литературы

1. Гончаров, К.А. Обоснование методики выбора рациональных вариантов систем приводов ленточных конвейеров на основе метода анализа иерархий / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. – № 2. – С. 66-70. – Режим доступа: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N2/2016-02-06.pdf>.
2. Гончаров, К.А. Определение зон относительного скольжения и покоя грузонесущей и тяговой лент при использовании промежуточных приводов ленточных конвейеров / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. – № 2. – С. 31-37. – Режим

доступа: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2015-N2/2015-02-04.pdf>.

3. Лагереv, А.В. Конвейеры с подвесной грузонесущей лентой – инновационный вид машин непрерывного транспорта / А.В. Лагереv, В.П. Дунаев // Справочник. Инженерный журнал, 2009. – № 10. – С. 9-14.

4. Лагереv, А.В. Проектирование и исследования конвейеров с подвесной грузонесущей лентой / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев, П.В. Бословяк. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 303 с.

5. Lagerev, A.V. Analyzing the Discreet Section Suspension Parameters in a Conveyor with Suspended Belt and Distributed Drive / A.V. Lagerev, E.N. Tolkachev, I.A. Lagerev // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2017. – Vol. 31, № 10. – P. 4669-4678.

6. Lagerev, A.V. Modelling of a Vertical Loop Conveyor with Suspended Belt and Distributed Drive / A.V. Lagerev, E.N. Tolkachev, I.A. Lagerev // International Review on Modelling and Simulations. – 2016. – Vol. 9, No. 4. – P. 271-279.

7. Толкачев, Е.Н. Особенности определения усилий, приложенных к подвескам конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом, в зависимости от их пространственной конфигурации на трассе / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. – № 2. – С. 44-51. – Режим доступа: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2015-N2/2015-02-06.pdf>.

8. Лагереv, А.В. Определение рационального количества подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев // Вестник СибАДИ. – 2016. – № 4. – С. 25-34.

9. Лагереv, А.В. Рациональные параметры подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев // Подъемно-транспортное дело. – 2016. – № 1-2 (84). – С. 17-20.

10. Толкачев Е.Н. Математическая модель отказа приводов ведущих подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании приводных роликов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - 2017. - № 3. - С. 333-343. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-333-343

11. Лагереv, А.В. Динамические процессы при переходных режимах работы дискретного участка конвейера с распределенным приводом / А.В. Лагереv, Д.Ю. Кулешов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013.- №2. – С. 50-56.

12. Лагереv, А.В. Математическая модель конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально замкнутой

трассой / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2014. - № 3. - С. 44-52.

13. Лагереv, А.В. Моделирование рабочих процессов и проектирование многоприводных ленточных конвейеров / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев, К.А. Гончаров. – Брянск: РИО БГУ, 2017. – 384 с.

14. Толкачев, Е.Н. Математическая модель отказа приводов ведущих подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при разрыве электроцепи / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. – № 2. – С. 178-189. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-02-178-189

#### Сведения об авторе

Толкачев Евгений Николаевич – инженер-конструктор ЗАО «Брянский Арсенал», *tolkachev\_en@mail.ru*.

## THE IMPACT OF THE PROVISIONS OF THE SUSPENSIONS ON THE TRACK OF CONVEYOR WITH SUSPENDED BELT AND DISTRIBUTED DRIVE IN VIOLATION OF THE POWER SUPPLY OF THE DRIVES

Tolkachev E.N.

CJSC "Bryanskiy Arsenal"

The article is devoted to the topical issue, which is related to simulation of the failures of drives suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive. Using the developed mathematical model of the failures drives suspensions due to the breakage of the electric circuit to the reference design of conveyor with suspended belt and distributed drive is performed modelling of dynamic characteristics. Investigation of the influence of the location of the failed drives suspensions on the track on the main technical characteristics of the conveyor belt with suspended belt was carried out.

**Key words:** conveyor belt, distributed drive, electric circuit break, failure, mathematical model, suspended belt, suspension.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-447-455

#### References

1. Goncharov K.A. Substantiation of selection method of preferred alternative of belt conveyor drive systems on the basis of the analytic hierarchy process. *Nauchno-tehnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*,

2016, No.2, pp. 66-70. Available at: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N2/2016-02-06.pdf>. (In Russian)

2. Goncharov K.A. Determination of relative immobile and sliding areas between carrying and tractive belts in using of belt conveyor

intermediate drives. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.2, pp. 31-37. Available at: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2015-N2/2015-02-04.pdf>. (In Russian)

3. Lagerev A.V., Dunaev V.P. Conveyors with suspension carrying belt – new type of continuous transport machines. *Inzhenernyy zhurnal. Spravochnik*, 2009, No.10, pp. 9-14. (In Russian)

4. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Boslovjak P.V. *Proektirovanie i issledovaniya konveyerov s podvesnoy gruzonesushchey lentoy* [Design and research of the hanging ribbon]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 303 p. (In Russian)

5. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Lagerev I.A. Analyzing the Discreet Section Suspension Parameters in a Conveyor with Suspended Belt and Distributed Drive. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2017, Vol. 31, No. 10, pp. 4669-4678. (In Russian)

6. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Lagerev I.A. Modelling of a Vertical Loop Conveyor with Suspended Belt and Distributed Drive. *International Review on Modelling and Simulations*. 2016, Vol. 9, No. 4, pp. 271-279. (In Russian)

7. Tolkachev E.N. Specifics of determining the forces are applied to the suspensions of conveyor with suspended belt and distributed drive, depending on their spatial configuration on the route. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No. 2, pp. 44-51. Available at: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2015-N2/2015-02-06.pdf>. (In Russian)

8. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Determination of rational number suspensions of conveyor with suspended belt and distributed drive. *Vestnik SibADI*, 2016, No. 5, pp. 25-34. (In Russian)

9. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Rational conveyor suspension parameters with suspended

belt and distributed drive. *Podyemno-transportnoe delo*, 2016, No.1-2, pp. 17-20. (In Russian)

10. Tolkachev E.N. Mathematical model of failure the drives suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive at jamming rollers. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No. 3, pp. 99-109. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-333-343 (In Russian)

11. Lagerev A.V., Kuleshov D.Yu. Dynamic processes of discrete section of a conveyor with suspended belt and distributed drive at transient state of work. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.2, pp. 50-56. (In Russian)

12. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Mathematical model of a special conveyor with suspended belt and distributed drive. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, No.3, pp. 44-52. (In Russian)

13. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Goncharov K.A. *Modelirovanie rabochih protsessov i proektirovanie mnogoprivodnyh lentochnyh konveyerov* [Modeling of work processes and the design of multi-drive belt conveyor]. Bryansk, RIO BGU, 2017. 384 p. (In Russian)

14. Tolkachev E.N. Mathematical model of failure the drives suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive at break in the electric chain. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No. 2, pp. 178-189. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-02-178-189 (In Russian)

#### Author' information

Evgeniy N. Tolkachev - engineer- constructor at CJSC "Bryanskiy Arsenal", [tolkachev\\_en@mail.ru](mailto:tolkachev_en@mail.ru).

Дата принятия к публикации  
(Date of acceptance for publication)  
04.10.2017

Дата публикации  
(Date of publication):  
25.12.2017



УДК 504.75.05

## СНИЖЕНИЕ РИСКА СТОЛКНОВЕНИЯ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Сухов С.С.<sup>1</sup>, Белова Т.И.<sup>2</sup>, Растягаев В.И.<sup>1</sup>, Филиппов А.А.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> - Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского, Брянск, Россия

<sup>2</sup> - Брянский государственный аграрный университет, Брянск, Россия

С целью уточнения методики определения величины тормозного пути для определения максимального замедления автомобиля при торможении всеми колесами автотранспортного средства при использовании дифференциального уравнения движения автомобиля была выведена зависимость, которая точнее характеризует величину тормозного пути. Аппроксимация существующих зависимостей, полученных авторами теоретических и экспериментальных исследований, позволили провести сравнительный анализ результатов определения величины тормозного пути автотранспортного средства в зависимости от скорости его движения перед торможением. Предлагаемая методика позволяет учесть факторы дорожных условий эксплуатации автотранспортного средства, влияющих на риск столкновения и снижения уровней травмирования водителей.

**Ключевые слова:** автотранспортное средство, риск столкновения, тормозной путь, функциональная зависимость, экспериментальное исследование, фактор дорожных условий, эксплуатация.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-456-462

Высокий риск столкновения автотранспортных средств связан с процессом их торможения, т.е. с технической возможностью водителей его предотвратить. Действующая процедура реконструкции таких транспортных происшествий обладает рядом недостатков из-за определения реального тормозного пути, что негативно сказывается на уровне безопасности водителей.

Несовершенство методики определения реального тормозного пути в применении к современным автотранспортным средствам проявляется в достаточно высокой погрешности. Связано это, в первую очередь, с тем, что действующими методиками не предусмотрен учет целого ряда эксплуатационных факторов, влияющих на эффективность срабатывания тормозных систем, которые могут повлиять на итоговое заключение эксперта о возможности водителя предотвратить столкновение при управлении современными автотранспортными средствами, обладающими высокой энерговооруженностью и скоростными возможностями [1].

Снижение риска столкновения автотранспортных средств в изучаемой ситуации обеспечивается за счет совершенствования методики определения реального тормозного пути применительно к современным автотранспортным средствам.

Для оценки эффективности работы рабочей и вспомогательной тормозных систем автотранспортных средств используют три показателя [2]:

- тормозной путь  $S_T$ , м;
- установившееся замедление  $j_T$ , м/с<sup>2</sup>;
- время срабатывания тормозной системы  $t_T$ , с.

Экспериментально установлено [3], что этими показателями можно достаточно полно характеризовать процесс торможения автотранспортных средств (рис. 1).

Время  $t_1$  зависит от реакции водителя, а также от времени, за которое он принимает решение о торможении и переносит ногу с педали управления подачей топлива на педаль тормоза. Время  $t_1$  зависит от индивидуальных особенностей и квалификации водителя, обычно оно составляет  $t_1 = 0,4...1,5$  с. При расчетах принимают  $t_1 = 0,8$  с.

Время  $t_2$  зависит от конструкции и технического состояния привода тормозов, а также от времени, за которое выбирается свободный ход педали тормоза и управляющее усилие водителя передается к колесным тормозам. У автотранспортных средств с гидравлическим приводом тормозов  $t_2 = 0,2...0,4$  с, с пневматическим приводом  $t_2 = 0,6...0,8$  с.

Время  $t_2$  неисправного гидравлического привода (при наличии воздуха в системе или неисправности клапанов в главном тормозном цилиндре) увеличивается, тормоза срабатывают со второго ( $t_2 = 0,6$  с) или третьего ( $t_2 \leq 1,0$  с) нажатия.

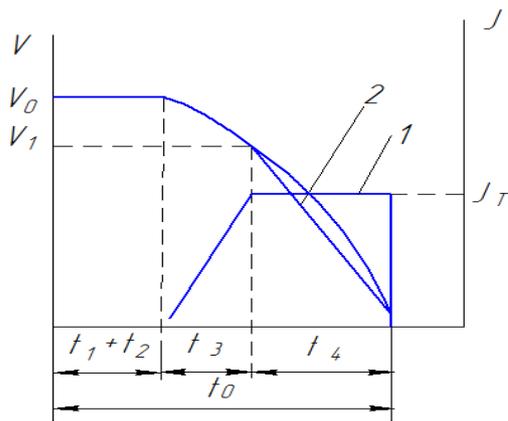


Рис. 1. Торможение транспортного средства:

1 – зависимость ускорения замедления от времени; 2 – зависимость скорости движения автомобиля от времени ( $t_1$  – время принятия водителем решения о торможении;  $t_2$  – время следящего действия тормозной системы автомобиля;  $t_3$  – время, характеризующее тип транспортного средства и состояние дорожного покрытия;  $t_4$  – время торможения с максимальным ускорением (замедлением)  $t_T$ ;  $t_0$  – время полной остановки транспортного средства.

У автотранспортных средств с гидроневматическим приводом тормозов (например, на шасси «Урал»)  $t_2 \leq 0,4$  с. Время  $t_2$  всех приводов уменьшается при более быстром нажатии на педаль тормоза.

Время  $t_3$  зависит от массы автотранспортных средств, типа и состояния дорожного покрытия. При экстренном торможении время  $t_3$  пропорционально массе автотранспортных средств и коэффициенту  $\varphi$ . На дорогах с малым  $\varphi$  масса автотранспортных средств на время  $t_3$  практически не влияет.

Время  $t_m = t_2 + t_3$  является одним из трех показателей эффективности работы тормозной системы и определяется при диагностировании автотранспортных средств на тормозном стенде.

Для автотранспортных средств с  $3,5m < G < 12m$  время  $t_m \leq 1$  с, для автотранспортных средств с  $G > 12m$  время  $t_m < 1,2$  с [2]. Контролировать  $t_T$  при ходо-

вых испытаниях автотранспортных средств сложно.

Время  $t_4$  представляет собой время торможения с максимальным ускорением (замедлением)  $j_T$ . За время  $t_4$  кинетическая энергия автотранспортных средств расходуется в основном на работу сил трения тормозов  $P_f$  и частично на работу сил сопротивления движению  $P_B$ . Если при торможении колеса заблокированы (не вращаются), то работа сил трения происходит только между шиной и поверхностью дороги. Трение в тормозном механизме как поглотитель энергии автотранспортных средств при блокировке колес уже не действует.

Если колеса автотранспортного средства заблокированы, то после преобразований дифференциальное уравнения его движения принимает вид

$$G\delta(dV/dt) = P_K - P_\Sigma, \quad (1)$$

где  $G$  – масса автотранспортного средства, кг;  $\delta$  – коэффициент учета вращающихся масс (колес, деталей трансмиссии) автотранспортного средства ( $\delta > 1$ );  $P_K$  – суммарная тяговая сила ведущих колес, Н;  $P_\Sigma$  – суммарная сила сопротивления движению  $P_\Sigma = P_f + P_i + P_B$ , Н;  $P_f$  – сила сопротивления качению колес, Н;  $P_i$  – сила сопротивления подъему автотранспортного средства, Н;  $P_B$  – сила сопротивления воздуха, Н.

Для определения максимального замедления автомобиля при торможении всеми колесами воспользуемся общеизвестной формулой из теории движения автомобиля

$$n_d = (30/\pi)(V/r_D)u, \quad (2)$$

где  $n_d$  – частота вращения коленчатого вала автомобиля,  $c^{-1}$ ;  $V$  – скорость автомобиля, м/с;  $r_D$  – динамический радиус колеса, м;  $u$  – передаточное число агрегатов трансмиссии.

С учетом частоты вращения коленчатого вала двигателя и при  $\delta = 1$ ,  $P_K = 0$ ,  $P_f = P_\varphi$ ,  $P_i = P_B = 0$ .

Из (1) получим зависимость, определяющая теоретически возможное ускорение замедления

$$j_m = \varphi_{PP}g, \quad (3)$$

где  $\varphi_{\text{ПР}}$  – приведенный коэффициент сцепления автомобиля с дорожным покрытием;  $g$  - ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ .

Так как при увеличении буксования колес  $\varphi_{\text{ПР}}$  уменьшается, то для увеличения  $j_m$  и уменьшения  $S_m$  достигать полной блокировки колес при торможении нежелательно.

При торможении сила инерции  $P_j = \delta G j$  увеличивает нагрузку на передние колеса и уменьшает на задние.

Наибольшие значения коэффициентов изменения нормальной реакции автотранспортного средства находятся в следующих пределах:  $\lambda_{12} = 1,2 \dots 2,0$ ;  $\lambda_{34} = 0,5 \dots 0,7$ .

Поэтому для обеспечения торможения с  $j_m$  необходимо такое распределение тормозных усилий между передними и задними колесами, при котором блокировка колес происходит одновременно. Так как современные тормозные системы автотранспортных средств не обеспечивают точного соответствия между нормальной реакцией  $R_n$  колес и их тормозных усилий, то действительное значение  $j_m$  меньше теоретически возможного в  $K_{\text{э}} = (1,4 \dots 1,6)$  раз.

Тормозной путь  $S_m$  при полной блокировке колес определяется как площадь, ограниченная кривой  $l$  за время  $t_3 + t_4$  (рис. 1):

$$S_T = \int_{t_1+t_2}^{t_0} V dt = V_0 t_3 - \frac{1}{2}(V_0 - V_1)t_3 + \frac{1}{2}V_1 t_4. \quad (4)$$

После преобразования формулы (4) с учетом формулы (3) и  $t_m \leq 1 \dots 1,2$  с формула для определения тормозного пути автотранспортного средства примет вид:

$$S_T = \frac{K_{\text{э}} V_0^2}{2\varphi_{\text{ПР}} g}, \quad (5)$$

где  $V_0$  – скорость автомобиля перед торможением,  $\text{м/с}$ ;  $K_{\text{э}}$  – коэффициент, показывающий насколько действительное значение ускорения замедления при торможении меньше теоретически возможного.

Для определения тормозного пути можно использовать следующую зависимость

$$S_T = \frac{K_{\Gamma} V_0^2}{254(\varphi_{\text{ПР}} + f_K)}, \quad (6)$$

где  $K_{\Gamma}$  – коэффициент гарантии торможения ( $K_{\Gamma} = 1,4 \dots 1,7$ );  $f_K$  - коэффициент сопротивления качения автомобиля.

Согласно [2] нормативную длину тормозного пути  $S_T$  для торможения автотранспортного средства с начальной скоростью  $V_0$  допускается рассчитывать по формуле

$$S_T = AV_0 + \frac{V_0^2}{26j_{\text{уст}}}, \quad (7)$$

где  $j_{\text{уст}}$  - установившееся замедление,  $\text{м/с}^2$ ;  $A$  - коэффициент, характеризующий время срабатывания тормозной системы.

При пересчетах нормативов тормозного пути следует использовать значения коэффициента  $A$  и установившегося замедления  $j_{\text{уст}}$  для различных категорий автотранспортных средств, приведенные в табл. 1 [2].

Используя зависимость (3), тормозной путь можно представить в виде:

$$S_T = AV_0 + \frac{V_0^2}{26\varphi_{\text{ПР}} g}. \quad (8)$$

Приведенные функциональные зависимости и данные экспериментальных исследований [4-7] позволили сделать сравнительный анализ результатов определения тормозного пути при движении автотранспортных средств по асфальтированной дороге с коэффициентом сцепления  $\varphi_{\text{ПР}} = 0,75$  (табл. 2) с использованием аппроксимирующих выражений:

$$S_{T1} = -0,00001 \vartheta^3 + 0,01035 \vartheta^2 + 0,07148 \vartheta + 1,07833; \quad (9)$$

$$S_{T2} = 0,0056 \vartheta^2 + 0,15 \vartheta; \quad (10)$$

$$S_{T3} = 0,0085 \vartheta^2 - 0,00043 \vartheta + 0,0081; \quad (11)$$

$$S_{T4} = 0,00007 \vartheta^3 - 0,00047 \vartheta^2 + 0,35984 \vartheta - 4,74976; \quad (12)$$

$$S_{T5} = 0,00078 \vartheta^3 - 0,0931 \vartheta^2 + 4,31746 \vartheta - 58,76191; \quad (13)$$

$$S_{T6} = 0,00056 \vartheta^3 - 0,06786 \vartheta^2 + 3,17778 \vartheta - 43,28571; \quad (14)$$

$$S_{T7} = -0,00011 \vartheta^3 + 0,02214 \vartheta^2 - 3,52698 \vartheta + 6,92857; \quad (15)$$

$$S_{T8} = 0,00078 \vartheta^3 - 0,09786 \vartheta^2 + 4,44603 \vartheta - 60,35714. \quad (16)$$

Таблица 1

Исходные данные для расчета тормозного пути автотранспортного средства в снаряженном состоянии для различных категорий

Наименование	Категория	Исходные данные для расчета тормозного пути автотранспортного средства в снаряженном состоянии	
		$A$	$j_{уст}, \text{м/с}^2$
Пассажирские и грузопассажирские автомобили	$M_1$	0,10	5,2
	$M_2, M_3$	0,15	4,5
Легковые автомобили с прицепом	$M_1$	0,10	5,2
Грузовые автомобили	$N_1, N_2, N_3$	0,15	4,5
Грузовые автомобили с прицепом (полуприцепом)	$N_1, N_2, N_3$	0,10	4,5

Таблица 2

Сравнительный анализ результатов определения тормозного пути

Величина тормозного пути, м		Скорость движения, км/час						
		30	35	40	45	50	55	60
Функциональные зависимости		Результаты существующих теоретических исследований						
1	$S_T = \frac{K \mathcal{E} V_0^2}{2\phi g}$	7,55	10,32	13,45	16,98	20,96	25,46	30,52
2	$S_T = \frac{k_T V_0^2}{254(\phi_{ПП} + f_K)}$	7,65	10,41	13,60	17,21	21,25	25,71	30,60
3	$S_T = AV_0 + \frac{V_0^2}{26j_{уст}}$	12,18	15,69	19,65	24,04	28,87	34,11	39,76
4	$S_T = AV_0 + \frac{V_0^2}{26\phi g}$	9,54	12,11	14,96	18,09	21,50	25,19	29,16
Объект исследований		Результаты экспериментальных исследований						
5	ЗИЛ (груженный)	7,98	11,65	14,76	17,88	21,60	26,49	33,14
6	ЗИЛ (порожний)	5,98	8,63	10,81	12,93	15,40	18,65	23,10
7	КамАЗ (груженный)	8,05	10,85	14,17	17,93	22,05	26,44	31,02
8	КамАЗ (порожний)	5,95	8,73	10,69	12,43	14,52	17,56	22,12

По данным табл. 2 строим графические зависимости (9-16) длины тормозного пути  $S_T = f(V_0)$

Согласно [8-10] полученные оптимальные значения скорости движения автотранспортных средств, при которых риск их столкно-

вения будет минимальным, и зависимости (1-8) заносятся в бортовой компьютер, где соответствующая программа выбирает ту зависимость, при которой снижается риск столкновения и обеспечивается максимальная безопасность водителя.

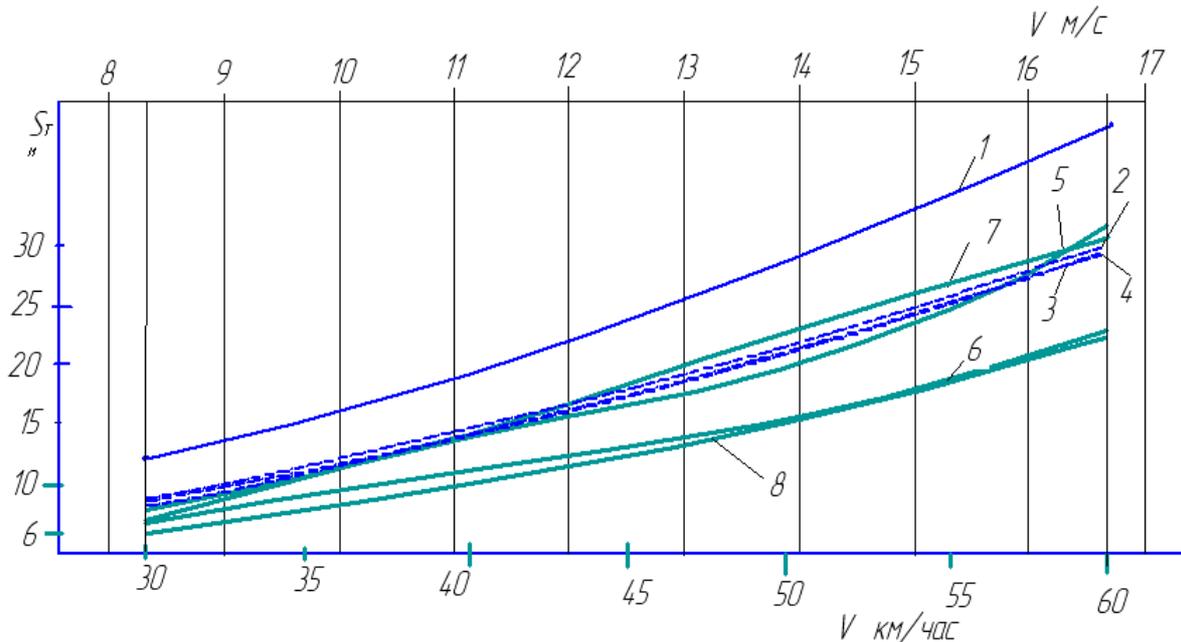


Рис. 2. Графическая интерпретация сравнительного анализа результатов определения тормозного пути автотранспортных средств: 1-4 - результаты теоретических исследований; 5-8 - результаты экспериментальных исследований

Исходя из выше изложенного:

- несмотря на значительные научные и опытно-конструкторские разработки проблема обеспечения безопасности водителей автотранспортных средств остается актуальной по причине недостаточного учета факторов дорожных условий их эксплуатации;
- анализ существующих способов определения тормозного пути транспортного средства показал, что его оценку проводят расчетно-аналитическим и экспериментальным способами, результаты использования которых недостаточно точны и эффективны;
- предлагаемая методика позволяет учесть факторы дорожных условий эксплуатации автотранспортных средств, влияющих на риск столкновения и снижения уровней травмирования водителей.

### Список литературы

1. Подопригора, Н.В. Методика определения параметра процесса торможения автотранспортных средств при реконструкции и экспертизе дорожно-транспортных происшествий: автореф. дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.10 / Н.В. Подопригора. – С-Пб, 2013. – 22 с.

2. ГОСТ Р 51709-2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки.

3. Иларионов, В.А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий / В.А. Иларионов. - М.: Транспорт, 1989. – 255 с.

4. Белова, Т.И. Выбор параметров с целью оптимизации условий функционирования самоходных транспортных машин / Т.И. Белова, С.С. Сухов, Л.М. Маркарянц, А.А. Филиппов // Вестник МАНЭБ. – 2010. - Т.15. - № 4. - С. 103-108.

5. Белова, Т.И. Получение оптимальных и допускаемых параметров процессов функционирования системы транспортных средств в условиях группового движения / Т.И. Белова, С.С. Сухов, Е.М. Агашков, А.А. Филиппов // Научное обозрение. - 2012. - № 6. – С. 320-324.

6. Белова, Т.И. Повышение безопасности труда операторов самоходных транспортных машин в условиях асфальтового покрытия / Т.И. Белова, С.С. Сухов, Л.М. Маркарянц, А.А. Филиппов // Вестник МАНЭБ. – 2012. - Т.17. - № 3. - С. 100-105.

7. Белова, Т.И. Обеспечение безопасности операторов самоходных транспортных машин / Т.И. Белова, С.С. Сухов, В.И. Растягав, А.А. Филиппов // Проблемы энергообес-

печения, информатизации и автоматизации, безопасности и природопользования в АПК: Междунар. научно-техн. конф. – Брянск: БГСХА, 2014. – С. 37-45.

8. Пат. РФ 2534689. Устройство определения тормозного пути транспортного средства / Белова Т.И., Гаврищук В.И., Сухов С.С., Филиппов А.А., Агашков Е.М., Кончиц С.В., Кровопускова В.Н. – Оpubл. 10.12.2014. - Бюл. № 34.

9. Белова, Т.И. Технические средства обеспечения безопасности транспортных средств / В.Т. Смирнов, Р.В. Шкрабак, С.С. Сухов, С.В. Кончиц // Глобализация и развитие агропромышленного комплекса России: Сб. научн. тр. междунар. научно-практ. конф., посв. 110-летию Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. - СПб.: СПбГАУ, 2014. – С. 142-145.

10. Белова, Т.И. Обеспечение безопасности операторов транспортных работ / Т.И. Белова, С.С. Сухов, А.А. Филиппов, С.В. Кончиц // Актуальные вопросы эксплуатации современных систем энергообеспечения и при-

родопользования: IX Междунар. научно-техн. конф. – Брянск: БГСХА, 2015. – С. 16-24.

#### Сведения об авторах

Сухов Сергей Сергеевич - кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой безопасности жизнедеятельности ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», [bgd\\_cc@bk.ru](mailto:bgd_cc@bk.ru).

Белова Татьяна Ивановна - доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой безопасности жизнедеятельности ФГБОУ ВО «Брянский государственный аграрный университет», [belova911@mail.ru](mailto:belova911@mail.ru).

Растягаев Владимир Иванович - кандидат технических наук, доцент, доцент безопасности жизнедеятельности ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

Филиппов Александр Алексеевич – соискатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный аграрный университет», [vlada\\_alex77@mail.ru](mailto:vlada_alex77@mail.ru).

## REDUCING THE RISK OF COLLISION OF VEHICLES

Sukhov S.S.<sup>1</sup>, Belova T.I.<sup>2</sup>, Rastegaev V.I.<sup>1</sup>, Filippov A.A.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> - Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, Bryansk, Russian Federation

<sup>2</sup> - Bryansk state agricultural University", Bryansk, Russian Federation

In order to clarify the method of determining the value of the braking distance to determine the maximum deceleration of the vehicle by braking all wheels ATS when using the differential equation of motion of the car was removed dependence, which more precisely characterizes the size of tor brake way. Approximation of existing dependencies, obtained by the authors of theoretical and experimental researches allows to make a comparative analysis of the results determine the stopping distance of a PBX depending on its velocity before braking. The offered technique allows to take into account the factors of road conditions the operation of the exchange that affect the risk of collision and reduce injuries to drivers.

**Keywords:** auto-vehicle, risk of collision, braking distance, functional dependence, experimental study, factors road conditions the operation of the exchange.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-456-462

### References

1. Podoprigora N.V. Metodika opredeleniya parametra processa tormozheniya avtotransportnykh sredstv pri rekonstruktsii i ekspertize dorozhno-transportnykh proisshestviy. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Saint-Petersburg, 2013. 22 p. (In Russian)
2. GOST R 51709-2001. Auto-vehicles. Safety requirements to technical conditions and test methods. (In Russian)
3. Ilarionov V.A. Examination of road accidents. Moscow, Transport, 1989. 255 p. (In Russian)
4. Belova T.I., Sukhov S.S., Markaryants L.M., Filippov A.A. Selection of parameters to optimize conditions for the functioning of self-propelled vehicles. *Vestnik MANEB*, 2010, Vol. 15, No. 4, pp. 103-108. (In Russian)
5. Belova T.I., Sukhov S.S., Agashkov E.M., Filippov A.A. Obtaining the optimal and permissible parameters of the process operation of the system of vehicles in terms of group motion. *Scientific review*, 2012, No. 6, pp. 320-324. (In Russian)
6. Belova T.I., Sukhov S.S., Markaryants L.M., Filippov A.A. Improving the safety of work of operators of self-propelled transport vehicles in conditions of asphalt pavement. *Vestnik MANEB*, 2012, Vol. 17, No. 3, pp. 100-105. (In Russian)
7. Belova T.I., Sukhov S.S., Rastegaev V.I., Filippov A.A. Security operators of self-propelled vehicles. The problems of energy, information and automation, security and environmental management in agriculture: international scientific and technical conference. Bryansk, BGSKhA, 2014, pp. 37-45. (In Russian)
8. Patent 2534689 Russian Federation. The device determine the braking distance of the vehicle. Belova T.I., Gavryshchuk V.I., Sukhov S.S., Filippov A.A., Agarkov E.M., Konchits S.V., Krovopuskova N. Published 10.12.2014. Bulletin No. 34. (In Russian)
9. Belova T.I., Smirnov V.T., Shkrabak R.V., Sukhov S.S., Konchits S.V. Technical security of vehicles. Globalization and development of agro-industrial complex of Russia: Proceeding of International scientific-practical conference dedicated to the 110th anniversary of Saint-Petersburg State Agrarian University. Saint-Petersburg, SPbSAU, 2014, pp. 142-145. (In Russian)
10. Belova T.I., Sukhov S.S., Filippov A.A., Konchits S.V. Ensuring the safety of operators of transport works. Actual problems of operation of modern systems of energy supply and environmental management: IX International scientific-technical conference. Bryansk, BGSKhA, 2015, pp. 16-24. (In Russian)

### Authors' information

Sergey S. Sukhov - Candidate of Technical Sciences, Associate professor, Head of chair of safety at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, [bgd\\_cc@bk.ru](mailto:bgd_cc@bk.ru).

Tatyana I. Belova - Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of chair of safety at Bryansk State Agricultural University, [belova911@mail.ru](mailto:belova911@mail.ru).

Vladimir I. Rastegaev - Candidate of Technical Sciences, Associate professor at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University.

Alexander A. Filippov – applicant at Bryansk State Agricultural University, [vlada\\_alex77@mail.ru](mailto:vlada_alex77@mail.ru).

Дата принятия к публикации  
(Date of acceptance for publication)  
07.09.2017

Дата публикации  
(Date of publication):  
25.12.2017



УДК 656.073

## ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБА РАЗМЕЩЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Сатторов С.Б.

Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта (Ташкент, Узбекистан)

В настоящее время организация перевозок на железнодорожном транспорте связана с переработкой поездов и вагонов в пути следования. Размещение и оснащения технических станций играют основную роль при выполнении организации перевозочного процесса. Бесперебойная работа технических станций обеспечивают стабильность железнодорожного транспорта в целом. Расстояние между техническими станциями определяет продолжительность работы локомотивной бригады, эффективное использования локомотива, необходимое количество локомотивных бригад и локомотивов для выполнения плана перевозок, а также улучшает основные показатели железной дороги. Однако зачастую поездные локомотивы не выполняют свои поставленные задачи из-за нехватки времени локомотивной бригады для того, чтобы доставить поезд до ближайшей технической станции, а также из-за нерационального использования нормативного времени локомотивной бригады. В связи ожиданием доставки вступающую в смену локомотивную бригаду до локомотива увеличиваются простои вагонов на промежуточных станциях. Все это затрудняет управление движением поездов и снижает скорость продвижения вагонов на железнодорожном транспорте. Цель исследования состоит в разработке способа размещения технических станций на железнодорожном полигоне при электровозной тяге. Для достижения поставленной цели потребуется решить следующие задачи: обобщение основных параметров размещения технических станций; определение числа полурейсов между техническими станциями при работе одной локомотивной бригады; поиск необходимого количества смены локомотивной бригады; определение расстояния между техническими станциями. Метод исследования базируется на обобщении и анализе существующих результатов при нахождении рационального размещения технических станций. Выявлено, что в первую очередь для рационального размещения технических станций необходимо определить тяговое плечо локомотива. При определении длины тягового плеча рассмотрены способы использования локомотива по продолжительности рабочего времени одной локомотивной бригадой. Рациональное размещение технических станций по предложенной методике обеспечивает движение поездов с наименьшим числом стоянок для смены локомотивов, локомотивных бригад и осмотра подвижного состава.

**Ключевые слова:** техническая станция, локомотив, локомотивная бригада, использование локомотива, тяговое плечо, смена локомотива, полурейс.

DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-463-468

**Введение.** В Республике Узбекистан в годы независимости реализованы новые проекты железнодорожных линий, а также параллельно идет процесс электрификации железной дороги [1-3]. Расширяются международные связи Республики, которые влияют на увеличение транзитного грузопотока, экспорта и импорта [7-9]. В современном мире своевременная доставка груза, сдача товара грузовладельцу точно в срок определяет уровень развитости и экономическую стабильность государства [4, 6]. Работа и оснащение технических станций, их расположение в сети железных дорог влияет на сроки доставки груза [5].

Переход дизельной тяги поездов на электрическую, изменение направлений, а также повышение грузопотока в Узбекистане затрудняет работу некоторых технических станций. Нерациональное расположение технических станций приводит к снижению использования локомотивов, так как на

участках в ожидании новой смены локомотивной бригады простаивают транспортные средства. Зачастую использование локомотивов составляет примерно 10 часов. Используются два способа обеспечения локомотивной бригады - прикрепленные и вызывные. Прикрепленные локомотивные бригады располагаются на технических станциях в ожидании бригады из-за нехватки времени езды до следующей технической станции, а вызывные не отрабатывают до конца свою смену. Для решения этой проблемы нужно пересмотреть размещение основных технических станций.

Возникает необходимость в уточнении и дополнении существующих и разработке более точного способа размещения технических станций на железнодорожном полигоне. В различных литературных источниках говорится о рациональном размещении технических станций, при этом многие реко-

мендации не обоснованы. В связи с этим в данной работе решаются следующие задачи:

- рациональное размещение технических станций в железнодорожной сети;
- повышение степени использования локомотива.

**Определение основных параметров рационального размещения технических станций.** Расстояние между техническими станциями нужно определять с помощью тягового плеча (рис. 1). Тяговое плечо зависит от работы одной локомотивной бригады и использования локомотива этой бригадой.

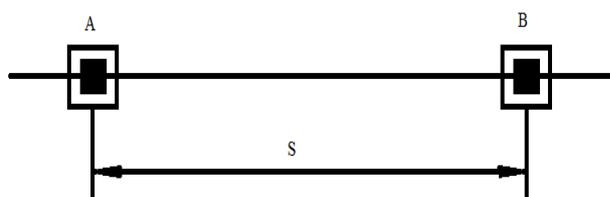


Рис.1. Схема расположения технических станций.

Продолжительность использования локомотива одной локомотивной бригадой определяется по предложенной формуле:

$$N = Xk_1 + (Yk_2 + Zk_3)n \leq B, \quad (1)$$

где  $X$  – норма времени смены локомотивной бригады, ч;  $k_1$  – коэффициент, учитывающий смены локомотивной бригады свыше нормы;  $Y$  – норма времени размена составов при обороте локомотива на технической станции,

$z$ ;  $k_2$  – коэффициент, учитывающий размены составов свыше нормы;  $Z$  – время хода локомотива между техническими станциями, ч;  $k_3$  – коэффициент, учитывающий задержки в движении между техническими станциями;  $n$  – число полурейсов локомотивной бригады в смене;  $B$  – норма продолжительности одной смены локомотивной бригады (в Акционерном обществе «Узбекистон темир йуллари» продолжительность одной смены работы локомотивной бригады в основном установлена в размере 12 ч).

Отсюда число полурейсов одной локомотивной бригады в смене определяется по следующей формуле:

$$n = \frac{N - Xk_1}{(Yk_2 + Zk_3)}. \quad (2)$$

Для уменьшения простоя локомотива в ожидании смены следующая принимающая локомотивная бригада находится на технической станции.

Число полурейсов между техническими станциями прежде всего зависит от времени хода поезда. Чем длиннее тяговое плечо и расстояние между техническими станциями, тем меньше число полурейсов, совершаемых локомотивом (рис. 2). Если локомотивной бригаде недостаточно времени для совершения следующего полурейса, то локомотивная бригада меняется или ожидает время смены ее прикрепленной бригадой.

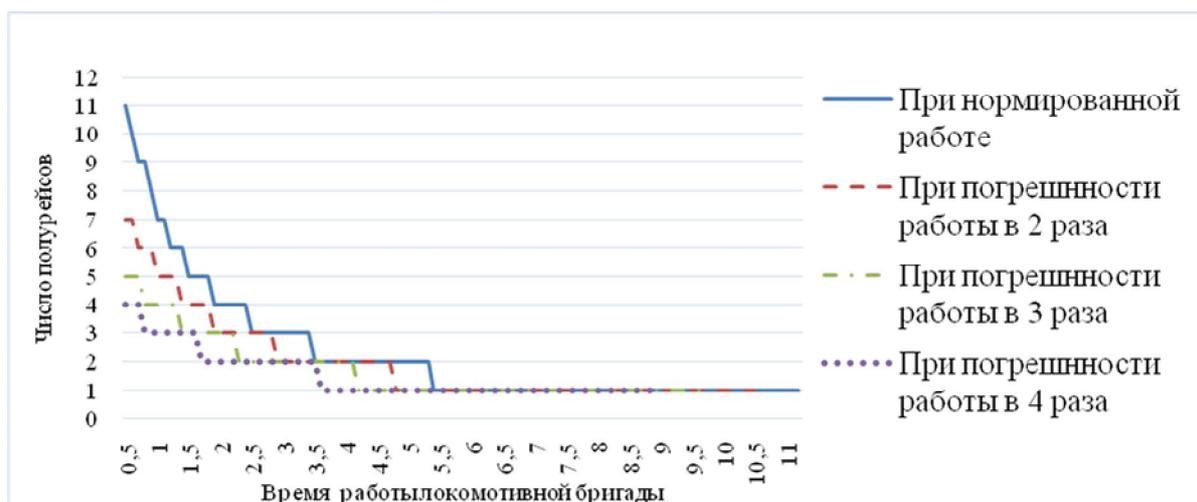


Рис.2. Число полурейсов между техническими станциями при работе одной локомотивной бригады

По действующим в настоящее время положениям электровоз, выданный из депо приписки, должен возвратиться обратно в депо для производства профилактического осмотра или плановых видов ремонта. При этом электровозы каждые трое суток должны проходить текущий осмотр ТО-2. Исходя из этого, можно определить необходимое число локомотивных бригад, эксплуатирующих локомотив в течение каждых трех суток:

$$m = \frac{72}{N} . \quad (3)$$

Из анализа рис. 3 видно, что минимально необходимое число локомотивных бригад за

трое суток равно шести. Это обусловлено тем, что локомотивная бригада отрабатывает свое рабочее время эффективно.

Использование локомотива за сутки определяется по зависимости

$$N' = \frac{Zk_3n}{N} \cdot 24 . \quad (4)$$

Расстояние между соседними техническими станциями составит

$$S = Zk_3v_{cp} , \quad (5)$$

где  $v_{cp}$  – средняя скорость грузовых поездов для рассматриваемого железнодорожного участка.

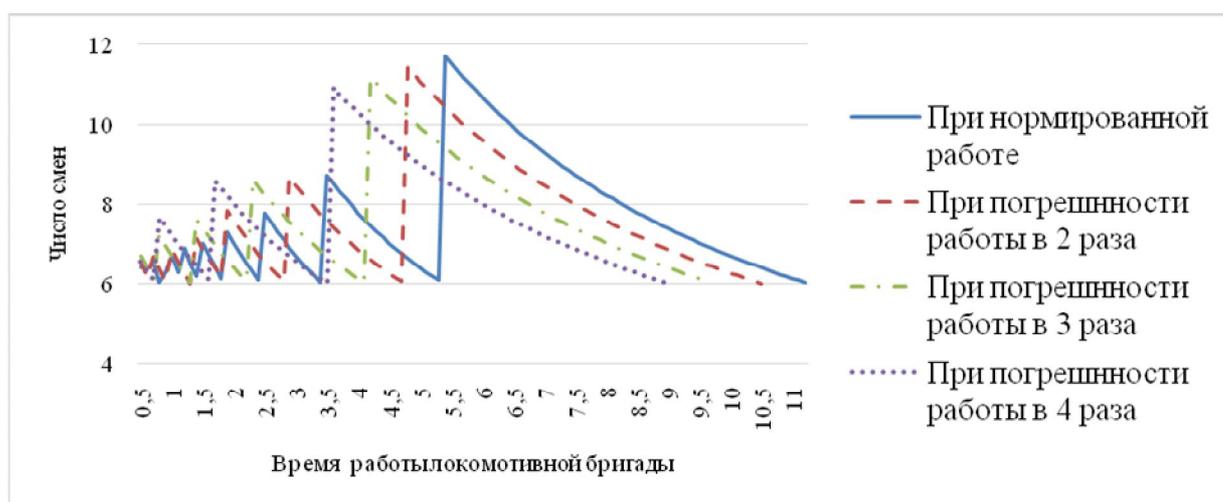


Рис.3. Необходимое количество смен локомотивной бригады

По графику на рис. 4 видно, что чем длиннее тяговое плечо, тем эффективнее используется локомотив. Увеличение времени хода между техническими станциями увеличивает время использования локомотива и уменьшает количество необходимых локомотивных бригад.

**Выводы.** При обоих способах локомотивные бригады могут работать с отдыхом в пунктах их оборота на технических станциях. Однако при этом ухудшаются условия отдыха бригад, так как часть его будет проходить вне местожительства. Работа без отдыха в пунктах оборота на технических станциях улучшает условия отдыха, но при коротких участках обслуживания это приводит к дополнительным остановкам поездов, а также увеличивается доля неэффективного использования локомотивных бригад. При работе сборных поездов между техническими станциями с удлиненным тяговым пле-

чом время работы локомотивной бригады будет недостаточной. С помощью предложенной формулы (5), определяющей расстояние между техническими станциями, и графика на рис. 4, определяющего продолжительность времени использования локомотива, можно определить рациональное размещение технических станций на железнодорожном полигоне. В дальнейших исследованиях необходимо разработать методику поиска рационального размещения технических станций.

#### Список литературы

1. Абляимов, О.С. Исследование перевозочной работы электровозов ЗВЛ80<sup>с</sup> на холмисто-горном участке АО «Узбекистон темир йуллари» / О.С. Абляимов // Вестник транспорта Поволжья. – 2016. – № 5 (59). – С. 15-22.

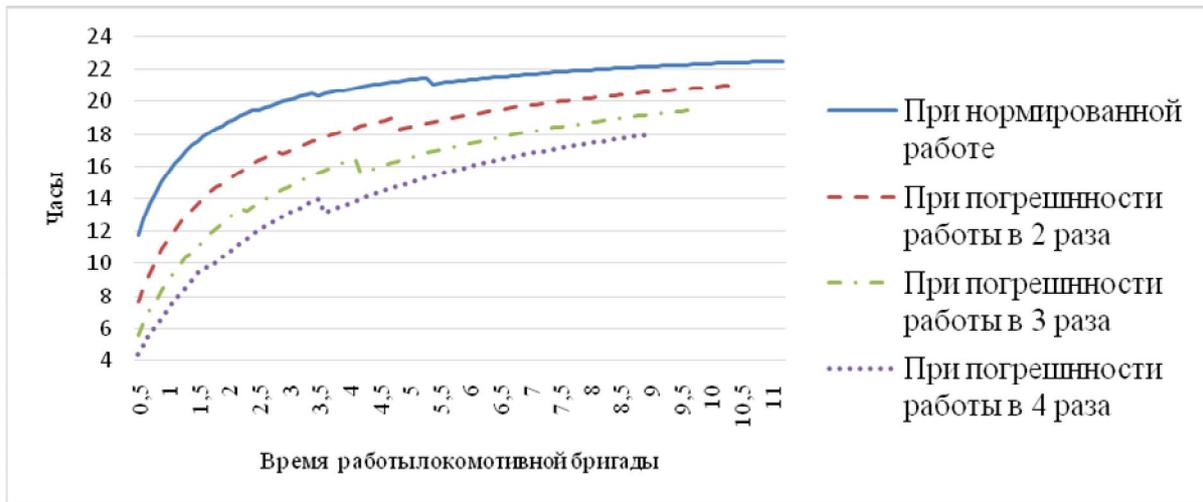


Рис.4. Продолжительность времени использования локомотива

2. Абляимов, О.С. Исследование эксплуатации тепловозов UZTE16M3 на холмисто-горном участке АО «Узбекистон темир йуллари» / О.С. Абляимов // Вестник транспорта Поволжья. – 2016. – № 3 (57). – С. 16-22.

3. Абляимов, О.С. Исследование эффективности использования локомотивной тяги на холмисто-горном участке железной дороги / О.С. Абляимов // Вестник транспорта Поволжья. – 2017. – № 1 (61). – С. 15-24.

4. Абляимов, О.С. Обоснование параметров перевозочной работы локомотивов дизельной тяги в эксплуатации / О.С. Абляимов, А.М. Юсуфов, А.П. Вохидов // Вестник транспорта Поволжья. – 2016. – № 4 (58). – С. 15-22.

5. Ефименко, Ю.И. Определение параметров распределения наличной пропускной способности станционных устройств / Ю.И. Ефименко, П.К. Рыбин, М.В. Четчуев // Вестник РГУПС. – 2016. – № 3. – С. 62-69.

6. Илесалиев, Д.И. Обоснование проекта сети грузовых терминалов тарно-штучных грузов / Д.И. Илесалиев // Научно-технический вестник Брянского государ-

ственного университета. – 2016. – № 4. – С. 110-116.

7. Илесалиев, Д.И. Перевозка экспортно-импортных грузов в Республике Узбекистан / Д.И. Илесалиев, Е.К. Коровяковский, О.Б. Маликов // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2014. – №. 3 (39). – С. 11-17.

8. Маликов, О.Б. Логистика пакетных перевозок штучных грузов / О.Б. Маликов, Е.К. Коровяковский, Д.И. Илесалиев // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2014. – № 4 (41). – С. 51-57.

9. Маликов, О.Б. Некоторые вопросы экономической эффективности перевозки сыпучих грузов в контейнерах / О.Б. Маликов, Е.Г. Курилов, Д.И. Илесалиев // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2016. – Том 13. - № 4(49). – С. 493-501.

#### Сведения об авторе

Саторов Самандар Бахтиёрович – ассистент кафедры «Транспортная логистика и сервис» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, [s.sattorov1983@gmail.com](mailto:s.sattorov1983@gmail.com).

## STUDY OF THE METHOD OF PLACING TECHNICAL STATIONS

Sattorov S.B.

Tashkent Institute of Railway Transport Engineers, Tashkent, Uzbekistan

At present, the organization of transportation by rail is associated with the processing of trains and wagons along the route. Accommodation and equipping of technical stations play a major role in the organization of the transportation process. The uninterrupted operation of the technical stations ensures the stability of the railway transport as a whole. The distance between the technical stations determines the duration of operation of the locomotive crew, the efficient use of the locomotive, the required number of locomotive crews and locomotives for carrying out the transportation plan, and also improves the main indicators of the railway. However, often train locomotives do not fulfill their assigned tasks due to the lack of time for the locomotive crew in order to deliver the train to the nearest technical station, as well as the irrational use of the standard time of the locomotive crew. In connection with the expectation of delivery, the locomotive brigade replacing the locomotive, the idle time of the wagons at the intermediate stations increases. All this makes it difficult to control the movement of trains and reduces the speed of moving cars on the railway transport. The purpose of the study is to develop a method for placing technical stations on a railway test site in the course of an electric traction. To achieve this goal, it will be necessary to solve the following tasks: generalization of the main parameters of the location of technical stations; determination of half-races between technical stations in the operation of one locomotive brigade; search for the required number of change of the locomotive brigade; determination of the distance between technical stations. The methods of research are based on the generalization and analysis of existing results in finding the rational location of technical stations. Results: It is revealed that the first step for the rational placement of technical stations is to determine the traction arm of the locomotive. When determining the length of the traction arm, the ways of using the locomotive for the duration of working time by one locomotive crew are considered. Practical significance: The rational placement of technical stations according to the proposed methodology will ensure the advancement of trains with the least number of parking lots for the replacement of locomotives, locomotive crews and inspection of rolling stock.

**Keywords:** technical station, locomotive, locomotive crew, use of locomotive, traction arm, change of locomotive, half-journey.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-463-468

### References

1. Ablyalimov O.S. The study of the transportation operation of 3VL80<sup>o</sup> electric locomotives on the hilly-mountainous section of the JSC "Uzbekiston Temir Yullari". *Vestnik transporta Povolzhya*, 2016, No. 5, pp. 15-22. (In Russian)
2. Ablyalimov O.S. Research of operation of locomotives UZTE16M3 on the hilly-mountainous section of JSC "Uzbekiston Temir Yullari". *Vestnik transporta Povolzhya*, 2016, No. 3, pp. 16-22. (In Russian)
3. Ablyalimov O.S., Yusufov A.M., Vohidov A.P. Justification of the parameters of the transportation operation of locomotives of diesel traction in operation. *Vestnik transporta Povolzhya*, 2016, No. 4, pp. 15-22. (In Russian)
4. Ablyalimov O.S. A study of the efficiency of using locomotive traction on a hilly-mountainous stretch of railway. *Vestnik transporta povolzhya*, 2017, No. 1, pp.15-24. (In Russian)
5. Efimenko Yu.I., Rybin P.K., Chetchuev M.V. Determination of distribution parameters of the available capacity of station devices. *Vestnik RGUPS*, 2016, No. 3, pp. 62-69. (In Russian)
6. Ilesaliev D.I. Justification of the project network terminal piece cargoes. *Nauchno-tehnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No. 4, pp. 110-117. (In Russian)
7. Ilesaliev D.I., Korovyakovskij E.K., Malikov O.B. Transportation of export-import cargoes in the Republic of Uzbekistan. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2014, Vol. 3, No. 39, pp. 11-17. (In Russian)
8. Malikov O.B., Korovyakovskij E.K., Ilesaliev D.I. Logistics of package shipments of piece cargo. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2014, Vol. 4, No. 41, pp. 51-57. (In Russian)
9. Malikov O.B., Kurilov E.G., Ilesaliev D.I. Some questions of economic efficiency of transportation of bulk cargo in containers. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2016, Vol. 4, No. 49, pp. 493-501. (In Russian)

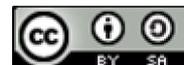
**Author' information**

Samandar B. Sattorov – Assistant Lecturer  
of Department “Transport logistics and ser-

vices” at Tashkent institute of railway engineering (Uzbekistan), *s.sattorov1983@gmail.com*.

Дата принятия к публикации  
(Date of acceptance for publication)  
11.09.2017

Дата публикации  
(Date of publication):  
25.12.2017



УДК 656.073

## КОНЦЕПЦИЯ СОСТАВООБРАЗОВАНИЯ НА СОРТИРОВОЧНЫХ СТАНЦИЯХ

Светашев А.А., Солиев А.У.

Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта (Ташкент, Узбекистан)

Целью расчета плана формирования поездов по направлениям является расчет среднесуточных затрат вагоно-часов на накопление составов. В статье приведен детальный анализ процесса накопления вагонов на состав в сортировочном парке станции на основе усредненного графика накопления вагонов. Предложены новые зависимости для определения среднесуточных затрат вагоно-часов на накопление. Приведен расчет и определены среднестатистические значения исследуемых величин. Практическая значимость проведенного исследования заключается в детальном рассмотрении процесса накопления вагонов с учетом поступления отдельных групп вагонов, определяющих затраты вагоно-часов на накопление вагонов.

**Ключевые слова:** параметр накопления вагонов, средняя величина остатка, замыкающая группа, поступающая группа, группа вагонов, период накопления, затраты вагоно-часов.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-469-474

**Введение.** Одним из наиболее важных и сложных процессов переработки вагонов является процесс составообразования, в результате которого входящий на сортировочную станцию вагонопоток трансформируется в выходящий поток путем расформирования прибывающих поездов, накопления составов и формирование новых поездов в соответствии с планом формирования. Основным и наиболее сложным элементом составообразования является процесс накопления вагонов на составы поездов. Простой вагонов под накоплением составов является существенной частью основного качественного показателя работы сортировочной станции – простоя транзитного вагона с переработкой. Помимо этого, среднесуточные затраты вагоно-часов на накопление по каждому поезду назначению являются важным параметром при расчете плана формирования поездов. Поэтому их точное определение играет важную роль в эксплуатационной работе железных дорог.

**1. Состояние вопроса и перспективы развития вопросов составообразования.** В эксплуатационной науке сложился упрощенный подход к рассмотрению структуры процесса накопления, при котором этот процесс рассматривался в двух вариантах: непрерывный, когда после накопления каждого поезда до нормы состава  $m$  вагонов возникал переходящий в следующее накопление остаток вагонов, и прерывный, когда такого остатка не возникало.

Поскольку понятие средний остаток (суммарный остаток, «размазанный» по всей

продолжительности суток) можно считать как процесс накопления, который является чисто непрерывным, а конкретная величина параметра накопления зависит от величины среднего остатка вагонов. Чем меньше средний остаток, тем меньше и параметр накопления. При величине среднего остатка, равной нулю (что практически нереально), процесс накопления будет полностью прерывным, а параметр накопления будет иметь значение теоретического минимума.

Обращает на себя внимание тот факт, что в исследованиях процесса накопления игнорируется остаток вагонов после накопления состава как фактор, влияющий на затраты вагоно-часов под накоплением.

**2. Научный обзор, касающийся вопроса составообразования.** Составообразование – это достаточно сложный и неуправляемый процесс, в который вклинить очень трудно, и если это возможно, то это может привести к «затору» на станции. Поскольку на сортировочных станциях, как правило, нет возможности влиять на подвод групп вагонов под конкретные нитки графика, процесс накопления является трудно управляемым и повлиять на него с целью ускорения накопления и сокращения простоя вагонов на станции можно лишь оперативными мерами, используя конкретно складывающуюся ситуацию на станции [1].

Однако динамика эксплуатационной работы может приводить к ситуациям, благотворно влияющим на процесс накопления. Важно не упускать такие случаи и уметь их использовать, сокращая остаток и простой

вагонов под накоплением, а значит и затраты вагоно-часов.

В настоящее время согласно [2] затраты вагоно-часов на накопление составов поездов определяют по формуле

$$B = ct,$$

где  $c$  - параметр накопления;  $t$  - норма величины (или средняя величина) состава формируемых поездов.

В предлагаемой методике величину параметра накопления рекомендуется принимать не более 11,5. Однако в работах [1, 3-5] показано, что при накоплении составов в ус-

ловиях гибкого и твердого графика величина  $c$  может быть больше 12. Все это происходит из-за того, что игнорируется простой под накоплением возможного остатка вагонов от накопления составов. Это существенно занижает величину затрат вагоно-часов и параметра накопления вагонов не учитывается величина остатка вагонов после накопления составов.

**3. Процесс накопления составов.** Рассмотрим подробный усредненный график накопления состава на пути сортировочного парка (рис. 1).

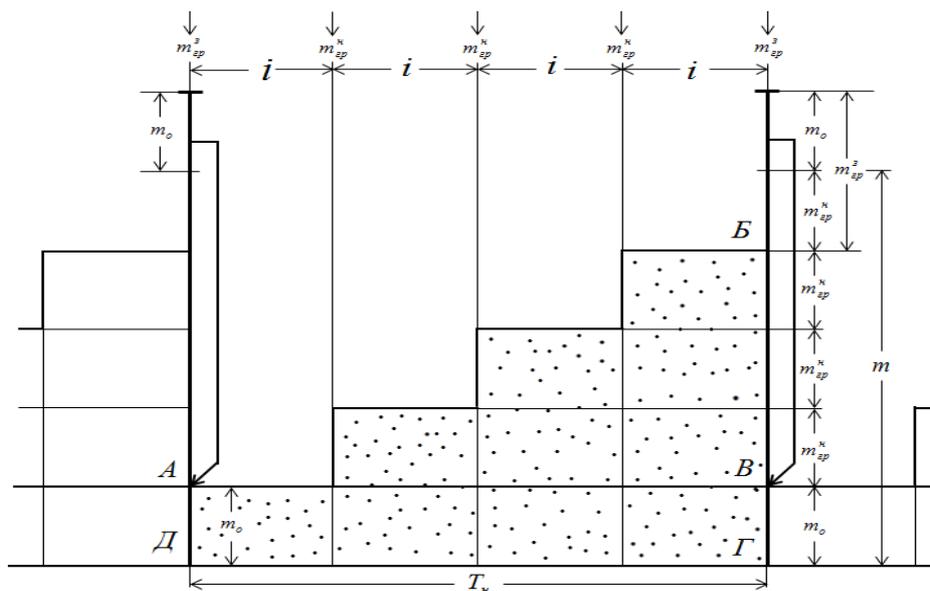


Рис. 1. График накопления вагонов на состав поезда

В процессе расформирования прибывающих на станцию поездов на путь накопления поступают группы вагонов соответствующего назначения со средним интервалом  $i$ . По характеру воздействия на процесс накопления поступающие группы  $m_{cp}$  можно разделить на два вида: накопительные  $m_{cp}^н$ , которые имеют простой под накоплением, и замыкающие  $m_{cp}^з$ , не имеющие простоя под накоплением. Замыкающие группы завершают процесс накопления состава и являются источником остатка вагонов, который участвует в накоплении следующего состава. Поэтому средняя величина замыкающей группы больше, чем средняя величина накопительной группы на среднюю величину остатка:

$$m_{cp}^з = m_{cp}^н + m_o. \quad (1)$$

Это соответствует здравому смыслу, поскольку, чем больше величина поступающей группы, тем больше вероятность того, что она станет замыкающей.

Таким образом, при анализе процесса накопления следует рассматривать два образующих его параметра:  $m_{cp}^н$  и  $m_o$ . При этом в качестве заданных величин выступают параметры:

$u_n$  – среднесуточная величина рассматриваемого поездного назначения, ваг;

$m$  – норма величины (или средняя величина) состава формируемых поездов, ваг., в данном случае, как правило, норма задается однозначно в виде максимально возможной величины  $m = m_{max}$ ;

$N_n$  – среднесуточное число групп вагонов, поступающих на путь накопления.

Используя значения приведенных параметров, можно рассчитать остальные параметры, характеризующие процесс накопления составов данного назначения:

– среднесуточное число формируемых поездов

$$N_{\phi} = \frac{U_n}{m};$$

– средняя величина периода накопления, ч,

$$T_n = \frac{24}{N_{\phi}};$$

– средний интервал между поступлением групп вагонов на путь накопления, ч,

$$i = \frac{24}{N_n};$$

– среднее число групп вагонов, участвующих в накоплении одного состава

$$n = \frac{N_n}{N_{\phi}} = \frac{T_n}{i};$$

– среднее число вагонов в поступающей группе (без учета разделения их на накопительные и замыкающие)

$$m_{cp} = \frac{u_n}{N_n} = \frac{m}{n};$$

– среднее число вагонов в накопительной группе

$$m_{cp} = \frac{m - m_o}{n}.$$

Отсюда

$$m = n \cdot m_{cp}^H + m_o. \quad (2)$$

Период накопления состава  $T_n$  включает  $n$  интервалов между поступлением групп вагонов. В течение первого интервала простаивает только остаток от замыкающей группы предыдущего накопления  $m_o$ . В каждый из последующих интервалов добавляется группа вагонов  $m_{cp}^H$ . Среднее число таких групп будет равно  $n$ , но простой под накоплением будет иметь только  $(n-1)$  групп, поскольку часть вагонов замыкающей группы  $m_{cp}^H = m_{cp}^H - m_o$ , идущая на завершение накопления, не имеет простоя под накоплением.

С учетом высказанных положений можно определить среднесуточные затраты вагоно-часов на накопление всех составов отдельного поездного назначения. Из рис. 1 видно, что вагоно-часы накопления одного состава образуются из двух источников: накопления

накопительных групп вагонов  $m_{cp}^H$  и простоя среднего остатка вагонов  $m_o$ . Вагоно-часы накопления накопительных групп соответствуют площади ступенчатой фигуры  $ABB$ , а накопление остатка – площади прямоугольника  $ABGD$ .

Площадь ступенчатой фигуры  $ABB$  состоит из определенного числа элементов, выраженных прямоугольниками площадью  $m_{cp}^H \cdot i$ . Число таких элементов зависит от среднего числа групп вагонов в составе  $n$  и равно  $0,5(n-1)n$ . Тогда среднесуточные затраты вагоно-часов накопления накопительных групп составят

$$B_{ГР} = 0,5(n-1)n m_{cp}^H i N.$$

Подставляя значения  $n = \frac{m}{m_{cp}^H}$ ;  $i = \frac{T_n}{n}$ ;

$T_n = \frac{24}{N}$ , получим

$$\begin{aligned} B_{ГР} &= 0,5(n-1)n m_{cp}^H \frac{T_n}{n} N = \\ &= 0,5(n-1)m_{cp}^H \frac{24}{N} N = 12(n m_{cp}^H - m_{cp}^H). \end{aligned}$$

Поскольку  $n m_{cp}^H = m - m_o$ , окончательно получим

$$B_{ГР} = 12(m - m_o - m_{cp}^H).$$

Вагоно-часы накопления остатка в среднем за сутки будут составлять

$$B_o = 24m_o.$$

Тогда общие среднесуточные затраты вагоно-часов на накопление вагонов отдельного назначения составят, ваг.-ч,

$$\begin{aligned} B &= B_{ГР} + B_o = 12(m - m_o - m_{cp}^H) + 24m_o = \\ &= 12(m - m_o - m_{cp}^H + 2m_o) \end{aligned}$$

или

$$B = 12(m - m_{cp}^H + 2m_o). \quad (3)$$

Параметр накопления равен

$$c = \frac{B}{m} \quad \text{или} \quad c = 12\left(1 - \frac{m_{cp}^H - m_o}{m}\right). \quad (4)$$

Таким образом, функция среднесуточных затрат вагоно-часов на накопление составов отдельного назначения зависит только от трех аргументов: средней величины состава  $m$ ; средней величины накопительной группы вагонов, поступающих на путь накопления

$m_{zp}^n$ ; средней величины переходящего остатка вагонов между накоплением отдельных составов  $m_o$ . Параметр  $m_{zp}^n$  характеризует входящий поток вагонов в систему составообразования, параметр  $m$  - выходящий поток, параметр  $m_o$  - процесс накопления. Так

при  $m_o > m_{zp}^n$ ,  $B > 12m$ ;

при  $m_o < m_{zp}^n$ ,  $B < 12m$ ;

при  $m_o = m_{zp}^n$ ,  $B = 12m$ .

**4. Результаты обработки статистических данных.** Поскольку до сих пор роль остатка вагонов  $m_o$  во всех действующих методиках игнорируется, имеет смысл определить характер этой величины. Все три параметра нетрудно установить статистическим путем для каждого конкретного назначения любой сортировочной станции. В предыдущих статистических исследованиях [6] установлено, что средняя величина остатка  $m_o$  приближается к среднему значению поступающей группы  $m_{zp}$ , а средняя величина замыкающей группы  $m_{zp}^3$  - к двойному значению  $m_{zp}$ . Имеет смысл рассмотреть, как значения  $m_o$  и  $m_{zp}^3$  соотносятся с величиной группы  $m_{zp}^n$ .

С этой целью в [1] были проведены статистические исследования по данным сортировочных станций по 14 назначениям с разными величинами среднесуточного вагонопотока за период 30 суток. По каждому назначению был составлен статистический ряд реальных значений поступающих на путь накопления групп вагонов. Каждый такой ряд послужил основой для моделирования составообразования по шести вариантам разных значений твердой нормы формируемых поездов. Для каждого назначения определена величина накопительной  $m_{zp}^n$  и поступающей  $m_{zp}$  групп, определены средние значения остатка  $m_o$ , соответствующие каждой величине состава.

По этим данным получены значения соотношений  $\frac{m_o}{m_{zp}^n}$  и  $\frac{m_o}{m_{zp}}$ . Значение  $m_{zp}^n$  определялось для каждого статистического ряда

по его среднестатистическим данным по выражению

$$m_{zp}^n = \frac{m - m_o}{n}.$$

Результаты обработки статистических данных показывают, что среднее значение остатка вагонов действительно приближается к среднему значению  $m_{zp}$  ( $\frac{m_o}{m_{zp}} = 0,90$ ),

что подтверждает результаты предыдущих исследований. В то же время, значение остатка вагонов точно равно среднему значению  $m_{zp}^n$  ( $\frac{m_o}{m_{zp}^n} = 1,00$ ).

Соответственно, при  $m_o = m_{zp}^n$  средняя величина замыкающей группы будет составлять

$$m_{zp}^3 = m_{zp}^n + m_o = m_{zp}^n + m_{zp}^n = 2m_{zp}^n.$$

Поскольку  $m_o = 0,9m_{zp}$  и  $m_o = m_{zp}^n$ , то отсюда следует, что  $m_{zp}^n$  и  $m_{zp}$  в целом по всем назначениям связаны соотношением

$$m_{zp}^n = 0,9m_{zp} \quad \text{или} \quad m_{zp} = 1,1m_{zp}^n,$$

но для отдельного назначения эти соотношения могут быть другими, хотя и близкими к обобщенным значениям.

Эти выражения целесообразно использовать как постоянный параметр для всех назначений сортировочной станции при расчете плана формирования поездов. Для отдельных назначений целесообразно использовать формулу (3) с конкретными значениями остатка вагонов.

**Закключение.** На основании проведенных исследований можно сделать следующие основные выводы:

1. В официальной методике рекомендуется принимать значение параметра накопления в диапазоне от 8,0 до 11,5 в зависимости от типа станции, числа формируемых назначений, категории формируемых поездов и состояния включаемых в них вагонов (груженых, порожних). В действительности существенно снизить значение параметра накопления можно, оперативно принимая меры, направленные на снижение средней величины остатка.

2. Важным фактором, влияющим на величину среднесуточных затрат вагоно-часов накопления вагонов, помимо средней вели-

чины состава  $m$  и средней величины накопительной группы вагонов  $m_{cp}^n$ , является средняя величина остатка вагонов  $m_o$ , что необходимо учитывать при разработке нормативов простоя вагонов и плана формирования поездов.

3. Среднее значение остатка вагонов приближается к среднему значению группы вагонов, а значение остатка вагонов точно равно среднему значению накопительной группы.

4. Разработан метод детального анализа процесса накопления вагонов на составы поездов с учетом поступления групп вагонов и разделение их на два вида: накопительные, имеющие простой под накоплением, и замыкающие, не имеющие такого простоя.

#### Список литературы

1. Светашев, А.А. Закономерности состава образования на сортировочных станциях: дисс. ... канд. техн. наук / А.А. Светашев. – С-Пб, 2015. – 151 с.

2. Инструктивные указания по организации вагонопотоков на железных дорогах ОАО «РЖД» / Под ред. В.А. Бородина / ОАО «РЖД»; департамент управления перевозками; Российский научно-исслед. и проектно-конструкт. ин-т информатизации, автоматизации и связи (ВНИАС). – М.: ТЕХИНФОРМ. – 2007. – 527 с.

3. Кудрявцев, В.А. Новый подход к расчету затрат ваго-часов на накопление / В.А. Кудрявцев, Я.В. Кукушкина, Ш.М. Суюнбаев / Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2010. – № 1. – С. 5-10.

4. Кукушкина, Я.В. Метод обоснования гибкой нормы величины составов одногруппных технических маршрутов: дисс. ... канд. техн. наук / Я.В. Кукушкина. – С-Пб, 2011. – 157 с.

5. Суюнбаев, Ш.М. Закономерности поездообразования на технических станциях при отправлении поездов по ниткам твердого графика: дисс. ... канд. техн. наук / Ш.М. Суюнбаев. – С-Пб, 2011. – 178 с.

6. Сотников, Е.А. Эксплуатационная работа железных дорог (состояние, проблемы, перспективы) / Е.А. Сотников. – М.: Транспорт, 1986. – 256 с.

#### Сведения об авторах

Светашев Александр Александрович – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Управление эксплуатационной работой» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, [Aleksandr-svetashev@bk.ru](mailto:Aleksandr-svetashev@bk.ru).

Солиев Акмалжон Умаржонович – магистрант по направлению «Организация перевозки и транспортная логистика» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта.

## CONCEPT OF COMPOSITION FORMATION AT MARSHALLING YARDS

Svetashev A.A., Soliev A.U.

Tashkent Institute of Railway Transport Engineers, Tashkent, Uzbekistan

The purpose of calculating the plan for the formation of trains in the directions is to calculate the average daily costs of car-hours for the accumulation of trains. The article gives a detailed analysis of the process of accumulation of wagons for the composition in the sorting park of the station based on the average wagon accumulation schedule. New formulas are proposed for determining the average daily cost of car-hours for accumulation. The calculation is given and the average statistical values of the investigated quantities are determined. Practical significance: is the detailed consideration of the process of accumulation of cars taking into account the arrival of individual groups of cars, which determine the costs of car-hours for the accumulation of wagons.

**Key words:** Wagons accumulation parameter, mean residual value, closing group, incoming group, wagon group, accumulation period, wagon-hour costs.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-04-469-474

### References

1. Svetashev A.A. *Zakonomernosti sostavoobrazovaniya na sortirovochnykh stantsiyakh* [Regularities of composition formation at marshalling stations]: Diss. Cand. Sci. (Engineering). Sankt-Petersburg, 2015. 151 p. (In Russian)

2. *Instruktivnye ukazaniya po organizatsii vagonopotokov na zheleznnykh dorogakh OAO «RZhD»* [Instructive instructions on the organization of railroad car flows on the railways of JSCo «Russian Railways»]. Moscow, TEKHINFORM, 2007. 527 p. (In Russian)

3. Kudryavtsev V.A., Kukushkina Ya.V., Suyunbaev Sh.M. *Novyy podkhod k raschetu zatrat vagono-chasov na nakoplenie* [A new approach to calculating the costs of car-watches for accumulation]. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2010, No. 1, pp. 5-10. (In Russian)

4. Kukushkina Ya.V. *Metod obosnovaniya gibkoy normy velichiny sostavov odnogruppykh tekhnicheskikh marshrutov* [The method of substantiating the flexible norm of the composition of the single-group technical routes]. Diss.

Cand. Sci. (Engineering). Sankt-Petersburg, 2011. 157 p. (In Russian)

5. Suyunbaev Sh.M. *Zakonomernosti poezdoobrazovaniya na tekhnicheskikh stantsiyakh pri otpravlenii poezdov po nitkam tverdogo grafika* [Regularities of train formation at technical stations when sending trains along the lines of a solid schedule]. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Sankt-Petersburg, 2011. 178 p. (In Russian)

6. Sotnikov E.A. *Ekspluatatsionnaya rabota zheleznnykh dorog (sostoyanie, problemy, perspektivy)* [Operational work of railways (condition, problems, prospects)]. Moscow, Transport, 1986. 256 p. (In Russian)

### Authors' information

Alexander A. Svetashev - Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of the Department "Management of Exploitation Work" at Tashkent Institute of Railway Transport Engineers, [Aleksandr-svetashev@bk.ru](mailto:Aleksandr-svetashev@bk.ru).

Akmaljon U. Soliev - the undergraduate ("Organization of transportation and transport logistics") at the Tashkent Institute of Railway Transport Engineers.

Дата принятия к публикации  
(Date of acceptance for publication)  
11.09.2017

Дата публикации  
(Date of publication):  
25.12.2017



Сетевое издание  
**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК**  
Брянского государственного университета

**ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ /**  
**ХИМИЧЕСКИЕ НАУКИ / НАУКИ О ЗЕМЛЕ**

**Учредитель и издатель:**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

**Свидетельство о регистрации средства массовой информации  
выдано Федеральной службой по надзору  
в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций  
Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.**

**Главный редактор сетевого издания:**

доктор технических наук, профессор  
А.В. Лагереv

**Адрес учредителя:**

ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет  
имени академика И.Г. Петровского»  
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14

**Адрес редакции и издателя:**

РИО ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет  
имени академика И.Г. Петровского»  
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 20

Дата размещения сетевого издания в сети Интернет  
на официальном сайте <http://www.ntv-brgu.ru> 25.12.2017 г.