



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

Б Р Я Н С К

2018(1)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 1
2018**

**Технические науки
Науки о Земле**

**Nauchno-tekhnicheskiy
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta**

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

**№ 1
2018**

**Engineering Science
Earth Science**

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 1 (2018). Брянск: РИО БГУ, 2018. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>

Размещено на официальном сайте журнала: 25.03.2018

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, 2018
© 2018 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: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-09-13

Качество цилиндрических поверхностей при обработке в поводковых центрах 9

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-14-30

Проектирование и исследование приводных шарнирных соединений звеньев гидравлических манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин 14

Транспортное, горное и строительное машиностроение

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-31-39

Экспериментальное исследование нагруженности грузоподъемных машин при использовании систем управления с частотным преобразователем 31

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-40-47

Исследование металлоконструкций комбинированной ножевой системы скрепера.. 40

Платонов А.А. (Ростов-на-Дону, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-48-55

Элементы математической модели образования сферического рабочего пространства манипуляторными машинами 48

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-56-70

Вероятность возникновения отказов при эксплуатации рамы грузовой тележки мостового крюкового электрического крана 56

Толкачев Е.Н. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-71-78

Влияние положения подвесок на трассе конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании приводных роликов 71

Безопасность деятельности человека

Воскобоев В.Ф., Рыбаков А.В., Иванов Е.В. (Химки, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-79-87

Общая постановка задачи выбора решений по повышению защищенности объектов жизнеобеспечения населения от воздействия воздушной ударной волны 79

Транспорт

Ибрагимов Н.Н., Исматуллаев А.Ф. (Ташкент, Узбекистан)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-88-96

Выбор оптимальных значений параметров погрузочно-разгрузочного фронта
холодильного склада 88

Илесалиев Д.И. (Ташкент, Узбекистан)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-97-104

Увеличение массы партии грузов за счёт рационального выбора транспортной
тары 97

Светашев А.А., Солиев А.У. (Ташкент, Узбекистан)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-105-112

Исследование сферы применения гибкого способа реализации графика движения
поездов 105

НАУКИ О ЗЕМЛЕ

Кривогуз Д.О., Буртник Д.Н. (Керчь, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-113-121

Нейросетевое моделирование изменения ландшафтного покрова Керченского
полуострова в контексте проявления склоновых процессов 113

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE

Machinery Building and Theoretical Engineering

Erokhin V.V. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-09-13

Quality of cylindrical surfaces at processing in driver machine-tool adaptations 9

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-14-30

Design and study of drive swivel joints for hydraulic manipulation systems of mobile transport-technological machines 14

Transport, Mining and Construction Machinery

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-31-39

Investigative study of hoisting machine loading when using frequency converter controlling systems 31

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-40-47

Investigation of combined metal structures of scraper knife systems 40

Platonov A.A. (Rostov-on-Don, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-48-55

The elements of the mathematical model of education of the spherical working space by manipulatory machines 48

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-56-70

The likelihood of failures in the operation of the mechanism of movement of a cargo truck electrical hook bridge crane 56

Tolkachev E.N. (Bryansk, Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-71-78

The impact of the provisions of the suspensions on the track of conveyor with suspended belt and distributed drive at jamming rollers 71

Safety of Human Activities

Voskoboev V.F., Rybakov A.V., Ivanov E.V. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-79-87

General statement of the challenge of selection of decisions to improve the protection of objects of life support from the population from the impact of air shock wave 79

Transport

Ibragimov N.N., Ismatullaev A.F. (Tashkent, Uzbekistan)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-88-96

Selecting the optimal settings loading-unloading front of refrigerating warehouse 88

Ilesaliev D.I. (Tashkent, Uzbekistan)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-97-104

Increasing the mass of the cargo party for the account of a rational choice of the transportation tara 97

Svetashev A.A., Soliev A.U. (Tashkent, Uzbekistan)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-105-112

Research of the sphere of application of a flexible method of implementation of train movement graphics 105

EARTH SCIENCE

Krivoguz D.O., Burtnik D.N. (Kerch, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-113-121

Neural network modeling of changes in the land cover of the Kerch peninsula in the context of landslides occurrence 113

УДК 621.9

КАЧЕСТВО ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ ОБРАБОТКЕ В ПОВОДКОВЫХ ЦЕНТРАХ

Ерохин В.В.

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

В статье проведены исследования по определению влияния конструктивных параметров поводковых устройств на точность и производительность обработки. При этом под точностью обработки понимается отклонение формы цилиндрической поверхности от круглости, которая по ГОСТ 24643-81 может быть приведена к качеству точности. Представлены экспериментальные исследования по анализу геометрических форм обработанных цилиндрических поверхностей заготовок.

Ключевые слова: качество обработки, станочные приспособления, токарная обработка, технологическое оборудование.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-09-13

Высокая производительность обработки валов достигается за счет использования поводковых устройств, передающих крутящий момент по торцу заготовки. Наиболее широкое применение получили поводковые устройства на базе плавающего центра, обеспечивающие передачу крутящего момента за счет внедрения в торец заготовки поводковых элементов различного конструктивного исполнения. Такие конструкции поводковых центров могут быть использованы только на черновых и получистовых операциях из-за следующих недостатков:

1) наличие зазоров в сопряжениях плавающего переднего и вращающегося заднего центров снижают жесткость и виброустойчивость технологической системы, что отрицательно влияет не только на точность и производительность обработки диаметральных размеров, но и на качество обрабатываемой поверхности заготовки;

2) большие осевые усилия, необходимые для внедрения поводковых элементов в торец заготовки, исключают применение таких конструкций поводковых центров на шлифовальных станках, снижают точность выполнения диаметральных размеров нежестких валов, увеличивают деформации и износ шпиндельного узла и вращающегося заднего центра, что приводит к уменьшению их межремонтного периода, и, как следствие, увеличивается стоимость изготовления деталей;

3) значительное количество (от трех и более) нежестких связей между элементами поводкового центра уменьшают коэффициенты сил сопротивления упругим колебаниям технологической системы, что снижает

качество обрабатываемой поверхности особенно в области нелинейных резонансных колебаний переднего центра;

4) постоянное затупление и износ внедряемых поводковых элементов требует их периодической переточки, что также повышает себестоимость обработки заготовки [1, 2].

Большинство из этих недостатков устраняются применением поводковых устройств на базе жесткого центра, передающих крутящий момент за счет внедрения в торец заготовки самоустанавливающихся плавающих поводковых элементов, либо за счет автоматического западания поводкового элемента в предварительно созданную поводковую поверхность в торце заготовки. При этом по критериям технологичности получения предварительных поводковых поверхностей в торце заготовки и минимальных контактных напряжений между поводком и поводковой поверхностью наиболее предпочтительной является поводковая поверхность в форме кольцевой эксцентрично расположенной выточки. Предварительное же создание поводковых поверхностей не снижает эффекта повышения производительности обработки, вследствие выполнения их на совмещенных операциях по получению центровых отверстий:

- на заготовительных операциях штамповки и прессования;
- способом холодного выдавливания;
- обработкой резанием на фрезерно-центровальном станке с применением специально разработанной комбинированной головки.

Проведя экспериментальные исследования по анализу геометрических форм обра-

ботанных цилиндрических поверхностей заготовок, можно утверждать, что эти поверхности в первом приближении имеют конфигурации в виде эллипса, кардиоиды и соче-

тания двух названных кривых (рис.1). Коэффициент корреляции аппроксимирующих кривых с реальным профилем цилиндрической поверхности составляет 0,75...0,92.

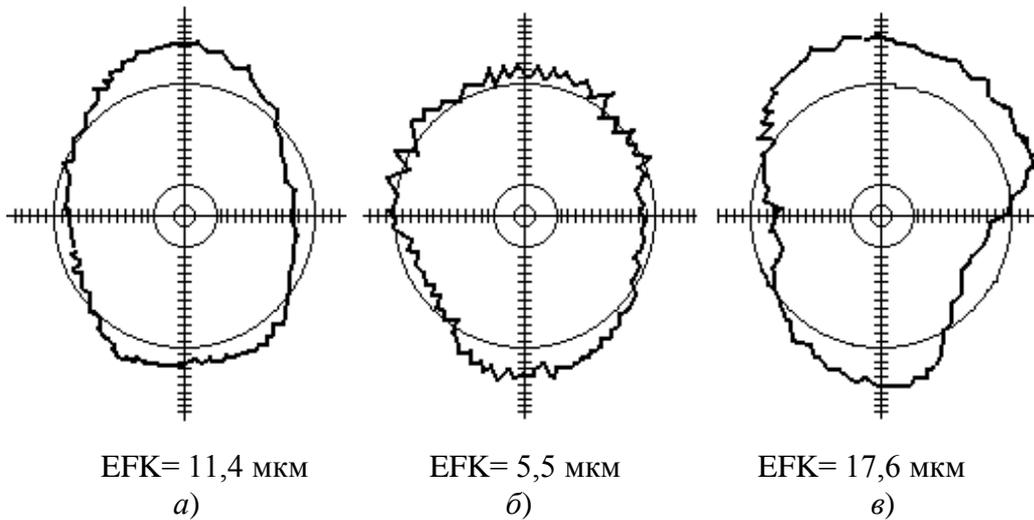


Рис. 1. Круглограммы обработанных поверхностей валов [2]:

- а – крутящий момент передается за счет автоматического западания поводкового элемента в предварительно подготовленную кольцевую эксцентрическую выточку;
- б – крутящий момент передается за счет автоматического западания поводкового элемента в предварительно подготовленные поводковые поверхности в форме 4-х лунок;
- в – крутящий момент передается за счет внедрения в торец заготовки трех самоустанавливающихся плавающих поводковых элементов.

В общем случае, когда кривая цилиндрической поверхности заготовки имеет форму сочетания эллипса и кардиоиды, уравнения отклонения формы обработанной поверхности от образующей идеального цилиндра в полярной системе координат записываются в виде [3, 4]:

- чистовое и тонкое точение

$$R_{\phi} = a - 0,5\Delta(1 + \cos 2\omega t) + \Delta_1 \sin \omega t,$$

$$y = -0,5\Delta \cos 2\omega t + \Delta_1 \sin \omega t;$$
- получистовая обработка

$$R_{\phi} = a - 0,5\Delta_1(1 + \cos 2\omega t) + \Delta \sin \omega t,$$

$$y = -0,5\Delta_1 \cos 2\omega t + \Delta \sin \omega t,$$

где R_{ϕ} – координата точки цилиндрической обрабатываемой поверхности заготовки; a – наибольший радиус цилиндрической поверхности (наибольшая полуось эллипса); Δ – отклонение от круглости формы обработанной цилиндрической поверхности заготовки; Δ_1 – составляющая отклонения от круглости формы обработанной цилиндрической поверхности заготовки ($\Delta_1 \leq \Delta$); y – колебания формы обрабатываемой поверхности заготовки.

Принимая форму предварительной поверхности в виде сочетания двух кривых – эллипса и кардиоиды, можно записать уравнения отклонения формы образующей цилиндра рассматриваемой поверхности:

- тонкая и чистовая предварительная обработка

$$y_1 = -0,5\Delta_{\delta} \cos 2\omega t + \Delta_{1\delta} \sin \omega t ;$$

- получистовая предварительная обработка

$$y_1 = -0,5\Delta_{1\delta} \cos 2\omega t + \Delta_{\delta} \sin \omega t ,$$

где Δ_{δ} – отклонение от круглости формы предварительно обработанной цилиндрической поверхности заготовки; $\Delta_{1\delta}$ – составляющая отклонения от круглости формы предварительно обработанной цилиндрической поверхности заготовки ($\Delta_{1\delta} \leq \Delta$).

Чистовая и тонкая обработка удовлетворяет следующим допущениям:

- обработка ведется в зоне устойчивых колебаний, что позволяет исключить влияние диссипативных сил на амплитуды колебаний технологических баз;
- из-за малой глубины резания изменением массы и моментом инерции в ходе обра-

ботки заготовки можно пренебречь;

- вследствие малых радиальных и тангенциальных усилий (до 100...110 Н для токарных станков нормальной точности по ГОСТ 18097-72) не учитываются упругие деформации заготовки, а также изменения радиальной и тангенциальной составляющих силы резания из-за колебаний припуска на обработку.

Учитывая внешние силы и зависимость силы резания от колебаний глубины резания,

вызванных колебаниями оси вращения обрабатываемой заготовки и формы предварительно обработанной цилиндрической поверхности (учет технологической наследственности), определяем величину отклонения от круглости формы обрабатываемой цилиндрической поверхности:

$$\Delta = \frac{X_2 d_2 - X_1 d_4}{d_3 d_2 - d_1 d_4}, \quad \Delta_1 = \frac{X_2 d_1 - X_1 d_3}{d_4 d_1 - d_2 d_3},$$

где

$$X_1 = - \frac{c_1 \left(\frac{K_z r}{E_n} \Delta_{1b} - K_1 K_z \Delta_b \right) + c_2 \left[\frac{K_z r z_n}{E_n} \Delta_{1b} + K_z \Delta_b (K_1 (l_1 - z_n) - K_2 r) \right]}{c_3} + \left(\Delta_{n\bar{o}} + \frac{l_1}{L} (\Delta_{3\bar{o}} - \Delta_{n\bar{o}}) \right);$$

$$X_2 = - \frac{c_4 \left[\frac{K_z r}{4E_n} (4h + \Delta_b) - K_1 K_z \Delta_{1b} + M\omega^2 e \right] + c_5 K_z \left[\frac{r z_n}{4E_n} (4h + \Delta_b) + \Delta_{1b} (K_1 (l_1 - z_n) - K_2 r) \right]}{c_6};$$

$$d_1 = 1 - \frac{c_1}{c_3} K_1 K_z + \frac{c_2}{c_3} K_z (K_1 (l_1 - z_n) - K_2 r);$$

$$d_2 = \frac{K_z r (c_1 + c_2 z_n)}{c_3 E_n};$$

$$d_3 = \frac{K_z r (c_4 + c_5 z_n)}{4c_6 E_n};$$

$$d_4 = 1 - \frac{c_4}{c_6} K_1 K_z + \frac{c_5}{c_6} K_z (K_1 (l_1 - z_n) - K_2 r);$$

$$c_1 = 4A\omega^2 - C_{24}(l_1 - z_n) - C_{44};$$

$$c_2 = (l_1 - z_n)(C_{22} - 4M\omega^2) + C_{24};$$

$$c_3 = 16AM\omega^4 - 4\omega^2(MC_{44} + AC_{22}) + C_{22}C_{44} - C_{24}^2;$$

$$c_4 = A\omega^2 - C_{24}(l_1 - z_n) - C_{44};$$

$$c_5 = (l_1 - z_n)(C_{22} - M\omega^2) + C_{24};$$

$$c_6 = AM\omega^4 - \omega^2(MC_{44} + AC_{22}) + C_{22}C_{44} - C_{24}^2;$$

$$A = \frac{MR^2}{4} + \frac{ML^2}{12} - \text{главный центральный мо-}$$

мент инерции заготовки; R – приведенный радиус заготовки; M – масса обрабатываемой заготовки; $C_{22} = j_{ny} + j_{zy}$, $C_{24} = C_{42} = z_n j_{ny} - z_3 j_{zy}$, $C_{44} = z_n^2 j_{ny} + z_3^2 j_{zy}$ – динамическая жесткость; j_{ny} , j_{zy} – жесткость на уровне базирования заготовки на станочные приспособления, установленные соответственно на переднюю и заднюю бабки станка в направлении действия радиальной составляющей силы резания; z_n , z_3 – расстояния вдоль оси вращения заго-

товки от центра масс заготовки до точек базирования заготовки на приспособления, установленные соответственно на переднюю и заднюю бабки станка; l_1 – расстояние вдоль оси вращения заготовки от уровня ее базирования на приспособление, установленное на переднюю бабку станка, до места обработки; L – расстояние вдоль оси вращения заготовки от уровня ее базирования на приспособление, установленное на переднюю бабку станка, до уровня ее базирования на приспособление, установленное на заднюю бабку станка; h – номинальная глубина резания; ω – угловая скорость вращения заготовки; r – радиус обработки; t – время обработки; e – эксцентриситет расположения центра масс относительно оси вращения заготовки; E_n – не скомпенсированное эквивалентное плечо действия сил, передающих крутящий момент обрабатываемой заготовке; K_z – объединенный коэффициент при глубине резания в формулах для определения тангенциальной составляющей (P_z) силы резания при точении; K_1 , K_2 – коэффициенты пропорциональности соответственно между P_y и P_z ($P_y = K_1 P_z$), P_x и P_z ($P_x = K_2 P_z$).

Выполнены экспериментальные исследования рис. 2 по отклонению от круглости валов в зависимости от производительности обработки с использованием поводковых устройств на базе жесткого центра в следую-

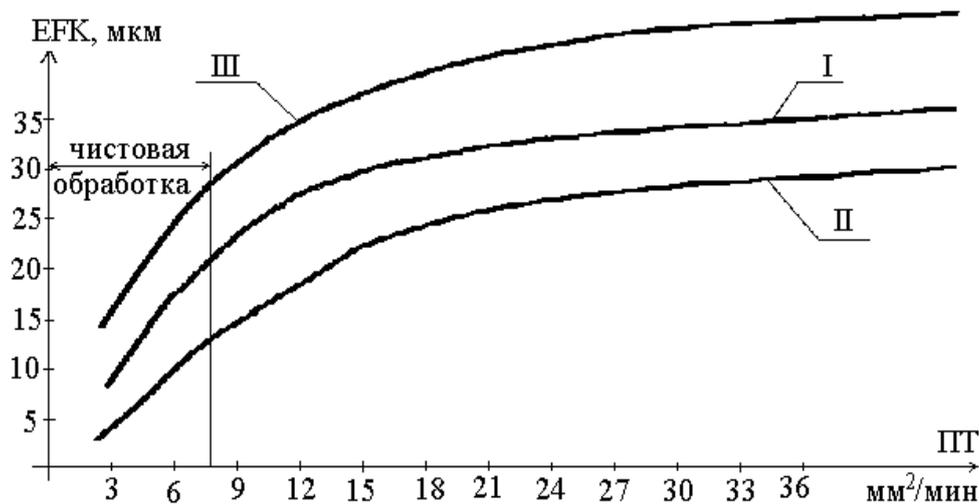


Рис. 2. Точность обработки валов в зависимости от производительности:

- ПТ - производительность обработки; ЕФК – отклонение от круглости по ГОСТ 24643-81;
 I – поводковый центр, передающий крутящий момент по эксцентричной кольцевой выточке ($E_p=8$ мм – эксцентриситет кольцевой выточки относительно оси вращения заготовки);
 II – поводковый центр, передающий крутящий момент по поводковым поверхностям в форме 4-х лунок; III – поводковый центр, передающий крутящий момент за счет внедрения в торец заготовки трех поводковых элементов

щих технологических условиях: станок токарно-винторезный 1К62; однолезвийная обработка; деталь $\varnothing 70$ мм, $L=80$ мм, Сталь 45 ГОСТ 1050-85.

Расхождение теоретических и экспериментальных данных при чистовой обработке не превышает 10...15 %. Шероховатость и волнистость поверхности деталей, обработанных с использованием исследуемых поводковых устройств, отличается незначительно.

Для повышения точности обработки валов необходимо применять центровые отверстия и центры R-формы. При этом центры и центровые отверстия R-формы из-за небольшой площади контакта сферических поверхностей могут быть использованы только на чистовых операциях механической обработки резанием [4].

Использование результатов исследований позволяет выбрать рациональную схему передачи заготовке крутящего момента и конструктивное исполнение поводкового устройства, в том числе создавать новые эффективные конструкции, обеспечивающие требуемое отклонение от круглости.

Список литературы

1. Ильицкий, В.Б. Поводковая технологическая оснастка / В.Б. Ильицкий, Ю.А. Малахов, В.В. Ерохин. – Брянск: БГТУ, 1999. – 184 с.
2. Ерохин, В.В. Обеспечение качества станочных приспособлений. Дис. ... докт. техн. наук. – Брянск. 2007. – 412 с.
3. Ерохин, В.В. Основные аспекты проектирования станочных приспособлений / В.В. Ерохин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - №1. – С. 11-17.
4. Ильицкий, В.Б. Проектирование технологической оснастки / В.Б. Ильицкий, В.В. Ерохин. – Брянск: БГТУ, 2006. – 123 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.

QUALITY OF CYLINDRICAL SURFACES AT PROCESSING IN DRIVER MACHINE-TOOL ADAPTATIONS

Erokhin V.V.

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia)

In the article studies were conducted to determine the influence of the structural parameters of the drive devices on the accuracy and productivity of the treatment. At the same time, the accuracy of processing is understood as the deviation of the shape of a cylindrical surface from roundness, which, according to GOST 24643-81, can be reduced to accuracy. Experimental studies on the analysis of geometric shapes of machined cylindrical surfaces of blanks are presented.

Keywords: *machining quality, machine retaining device, turning, process equipment.*

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-09-13

References

1. Ilitskiy V.B., Malakhov Yu.A., Erokhin V.V. *Machine-tool adaptations*. Bryansk, BSTU, 1999. – 184 p. (In Russian)

2. Erokhin V.V. Ensuring the quality machine tool adaptations. Doct. Diss. (Engineering). Bryansk, 2007. 412 p. (In Russian)

3. Erokhin V.V. Basic aspects design of machine-tool adaptations. *Nauchno-tehnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.1, pp. 11-17. (In Russian)

4. Ilitskiy V.B., Erokhin V.V. *Design of machining attachments*. Bryansk, BSTU, 2006. – 123 p. (In Russian)

Author' information

Viktor V. Erokhin - Doctor of Technical Sciences, Professor at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, *erohinvv@mail.ru*.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
22.01.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.03.2018



УДК 62-82:681.581.5

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДНЫХ ШАРНИРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЗВЕНЬЕВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Лагерев А.В., Лагерев И.А.

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

В работе представлена конструкция и принцип работы нового вида шарнирных соединений смежных звеньев манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин – приводных шарниров для обеспечения поворотного относительного движения звеньев. Их конструкция позволяет совместить функцию обеспечения неразрывности кинематической цепи и функцию обеспечения поворотного движения смежных звеньев, причем без использования дополнительных выносных устройств. Конструкция устройства защищена патентом Российской Федерации. Приводные шарнирные соединения являются альтернативным вариантом для традиционных конструкций шарнирных соединений с выносными силовыми гидродвигателями. Разработана оптимизационная математическая модель устройства. Модель базируется на минимизации массы приводного шарнирного соединения при выполнении комплекса необходимых конструкторских, монтажных, режимных и прочностных ограничений. На основе данной математической модели предложен метод автоматизированного проектирования приводного шарнирного соединения, который реализован в компьютерной программе. Проведено исследование влияния основных технических характеристик и величины эксплуатационной нагрузки на оптимальную массу и оптимальные конструктивные размеры приводных шарнирных соединений. Показано, что при обеспечении равных грузо-высотных характеристик мобильного крана-манипулятора приводное шарнирное соединение позволяет исключить ряд эксплуатационных недостатков традиционного шарнирного соединения: развития с течением времени дополнительной динамической нагруженности металлоконструкции вследствие увеличения зазоров в соединении, снижения объема рабочей зоны крана из-за наличия выносных силовых гидродвигателей, появления отказов вследствие усталостного разрушения элементов узлов крепления силовых гидродвигателей к звеньям манипуляционной системы. При этом возможен перевод гидросистемы на меньшие уровни рабочего давления, что приводит к повышению энергоэффективности крана-манипулятора и коэффициента полезного действия гидропривода в целом, а также к снижению эксплуатационных затрат на обслуживание.

Ключевые слова: манипуляционная система, гидравлический кран-манипулятор, мобильная машина, приводное шарнирное соединение, оптимальное проектирование, целевая функция, минимальная масса, система ограничений.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-14-30

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект №17-79-10274).

Манипуляционные системы (краны-манипуляторы) с гидравлическим приводом, установленные на мобильных транспортно-технологических машинах различного назначения, получили широкое распространение во многих отраслях экономики - промышленном производстве, строительстве, газо- и нефтедобыче, грузовых перевозках, лесной промышленности, сельском хозяйстве и др. [1]. Они используются для выполнения различных технологических операций, таких как подъемно-транспортные, перегрузочно-разгрузочные и складские работы. На мировом рынке гидравлических кранов-манипуляторов представлены преимущественно конструкции таких стран-производителей, как Южная Корея, Япония, Китай, Германия, Италия, США, Австрия, Россия и др. [2]. В 2012 г. объем производства российских ма-

нипуляторов достиг свыше 5,2 тыс. единиц, а объем импорта превысил 8,8 тыс. единиц, причем доля новых крано-манипуляторных установок среди импортированных превысила 50% [3]. Таким образом, на протяжении 2000-х и 2010-х годов гидравлические краны-манипуляторы являются весьма востребованным видом грузоподъемного оборудования в Российской Федерации.

Постановка задачи совершенствования конструкции шарнирных соединений звеньев манипуляционных систем.

Несущая металлоконструкция крана-манипулятора может состоять из 3...12 последовательно соединенных подвижных звеньев. Звенья попарно образуют низшие кинематические пары V класса – вращательные и поступательные [4]. Вращательные пары выполняются на основе цилиндрических шар-

ниров. Они обеспечивают вращательное движение относительно продольной оси звена или поворотное относительно движение смежных звеньев. Конструктивно цилиндрические шарниры представляют собой проушины из толстостенного листового проката, которые неподвижно закреплены с помощью сварных швов на поверхности металлоконструкций смежных звеньев. Прουшины имеют соосные отверстия для установки в них шарнирного пальца. Этим обеспечивается формирование цилиндрического шарнирного соединения. Такая конструкция шарнирного соединения смежных звеньев обеспечивает лишь неразрывность кинематической цепи крана-манипулятора. Для обеспечения возможности совершения звеньями относительного движения необходима установка специальных приводных устройств – силовых гидродвигателей или силовых поворотных гидродвигателей [5-7], крепящихся при помощи попарно расположенных проушин к поверхности подвижных звеньев крана-манипулятора.

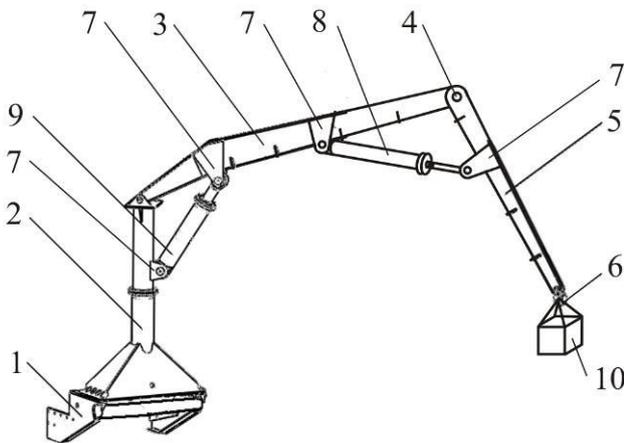


Рис. 1. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор мобильной машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [8]: 1 - опорная конструкция; 2 - поворотная колонна; 3 - стрела; 4 - шарнирный узел соединения смежных звеньев; 5 - рукоять; 6 - грузозахватный орган; 7 - элементы крепления; 8 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения рукояти; 9 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения стрелы; 10 - груз

Типичная конструкция гидравлического крана-манипулятора приведена на рис. 1. Она включает следующие элементы. На раме

базового транспортного средства устанавливается опорная конструкция 1 крана-манипулятора. На нее опирается поворотная колонна 2, на которой закреплена стрела 3 при помощи шарнирного узла соединения смежных звеньев 4. На конце стрелы при помощи шарнирного соединения закреплена рукоять 5 с установленным на ее конце грузозахватным органом 6. К металлоконструкции стрелы и рукояти с помощью элементов крепления 7 крепится силовой гидродвигатель механизма поворотного движения рукояти 8. К металлоконструкции опорной колонны и стрелы крепится силовой гидродвигатель механизма поворотного движения стрелы 9. Он производит подъем-опускание стрелы, рукояти и грузозахватного органа с полезным грузом 10, а вместе с ними дополнительно - силового гидродвигателя механизма поворотного движения рукояти и элементов его крепления.

Определенным недостатком такого конструктивного исполнения манипуляционной системы гидравлических кранов-манипуляторов является наличие выносных силовых гидродвигателей механизмов поворотного движения смежных звеньев. Выносное расположение гидродвигателей приводит к тому, что в процессе транспортирования полезного груза при выполнении поворотного движения стрелы кроме перемещения самого полезного груза и металлоконструкции звеньев дополнительно выполняется перемещение силовых гидродвигателей, расположенных ближе к грузозахватному органу, и узлов их крепления. Это приводит к необходимости снижения веса полезного груза, которым может манипулировать кран, т.е. к снижению его номинальной грузоподъемности. Анализ известных данных по конструкциям гидравлических трехзвенных кранов-манипуляторов [3] показывает, что вес силового гидродвигателя и элементов его крепления может составлять до 10 % веса полезного груза и, следовательно, на такую величину при постоянной установленной мощности силового гидропривода снижается номинальная грузоподъемность крана-манипулятора, которая является важнейшей технической характеристикой грузоподъемных машин. Кроме того, во многих конструкциях кранов-манипуляторов [3] силовые гидродвигатели устанавливаются под подвижны-

ми звеньями, т.е. в рабочей зоне крана-манипулятора. Таким образом, объем пространства, занимаемый силовыми гидродвигателями, исключается из объема пространства рабочей зоны крана-манипулятора, что приводит к его уменьшению и, следовательно, к ухудшению еще одной из основных технических характеристик крана. Опыт эксплуатации гидравлических кранов-манипуляторов [3] также свидетельствует о том, что элементы узлов крепления силовых гидродвигателей к звеньям подвержены выходу из строя вследствие возникновения в них усталостных трещин, развитие которых может приводить к разрушению элементов крепления и созданию аварийных ситуаций, и, следовательно, к снижению показателей надежности крана-манипулятора.

Возможным подходом к устранению или смягчению указанных недостатков традиционной конструкции шарнирных соединений может быть разработка приводных шарнирных соединений. Их конструкция позволяет совместить функцию обеспечения неразрывности кинематической цепи и функцию обеспечения поворотного движения смежных звеньев, причем без использования дополнительных выносных устройств. Данная техническая идея реализована в устройстве [9].

Конструкция и принцип работы приводного поворотного соединения смежных звеньев шарнирно-сочлененной манипуляционной системы.

Внешний вид гидравлического крана-манипулятора с приводным шарнирным соединением смежных звеньев применительно к конструкции трехзвенной манипуляционной системы показан на рис. 2 [9]. На рис. 3 показан выносной элемент I (рис. 2) приводного шарнирного соединения смежных звеньев крана-манипулятора, на рис. 4 и 5 – его продольный и поперечный разрезы соответственно. На рис. 2-5 конструктивные элементы имеют следующее обозначение:

- 1 - опорная конструкция;
- 2 - поворотная колонна;
- 3 - стрела;
- 4 - шарнирный узел соединения смежных звеньев;
- 5 - рукоять;
- 6 - грузозахватный орган;
- 7 - элементы крепления;

- 8 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения рукояти;
- 9 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения стрелы;
- 10 - перемещаемый груз;
- 11 - сварной шов;
- 12 - цилиндрическая обечайка;
- 13 - съемная торцевая крышка;
- 14 - центральное отверстие в съемной торцевой крышке;
- 15 - крепежный болт;
- 16 - резиновое уплотнительное кольцо;
- 17 - подшипник качения;
- 18 - уплотнительная манжета;
- 19 - предохранительное кольцо;
- 20 - крепежный винт;
- 21 - перегородка;
- 22, 33 - фиксатор;
- 23 - удерживающий винт;
- 24 - радиальное сквозное резьбовое отверстие;
- 25 - штуцер;
- 26 - подъемный трубопровод;
- 27 - опускной трубопровод;
- 28 - ротор;
- 29 - шлицевой паз;
- 30 - призматическая шпонка;
- 31 - втулка;
- 32 - лопасть;
- 34 - стопорный винт;
- 35, 37 - паз;
- 36, 38 - уплотнительный элемент;
- 39 - хомут;
- 40 - отверстие со шлицевыми выступами;
- 41 - соединительная шпилька;
- 42 - гайка.

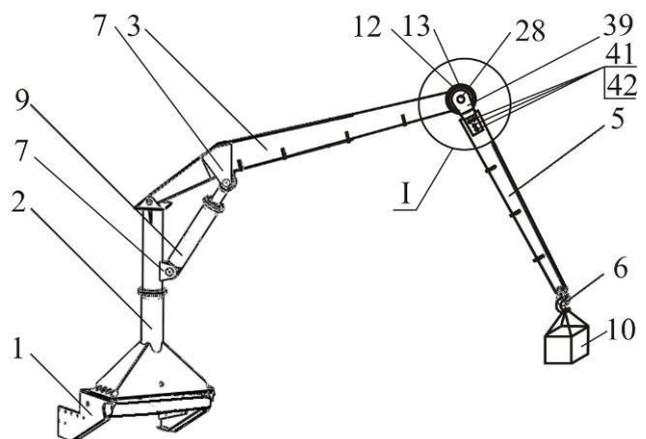


Рис. 2. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор мобильной машины с приводным шарнирным соединением

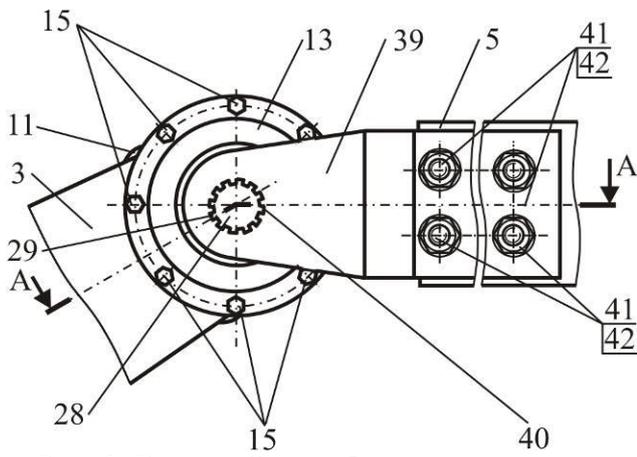


Рис. 3. Внешний вид сбоку на приводное шарнирное соединение смежных звеньев крана-манипулятора [9]

К концевому торцевому сечению стрелы 3, которая является ближайшем к опорной конструкции 1 звеном, при помощи сварных швов 11 неподвижно крепится цилиндрическая обечайка 12. Она с обоих торцов герметично закрывается съемными торцевыми крышками 13, имеющими центральные отверстия 14. Торцевые крышки крепятся к обечайке болтами 15. Для герметизации зазора между сопрягаемыми поверхностями обечайки и торцевой крышки устанавливается резиновое уплотнительное кольцо 16. В торцевой крышке выполнены две центральные расточки, в одну из которых с натягом устанавливается подшипник качения 17, а в другую - уплотнительная манжета 18. На-

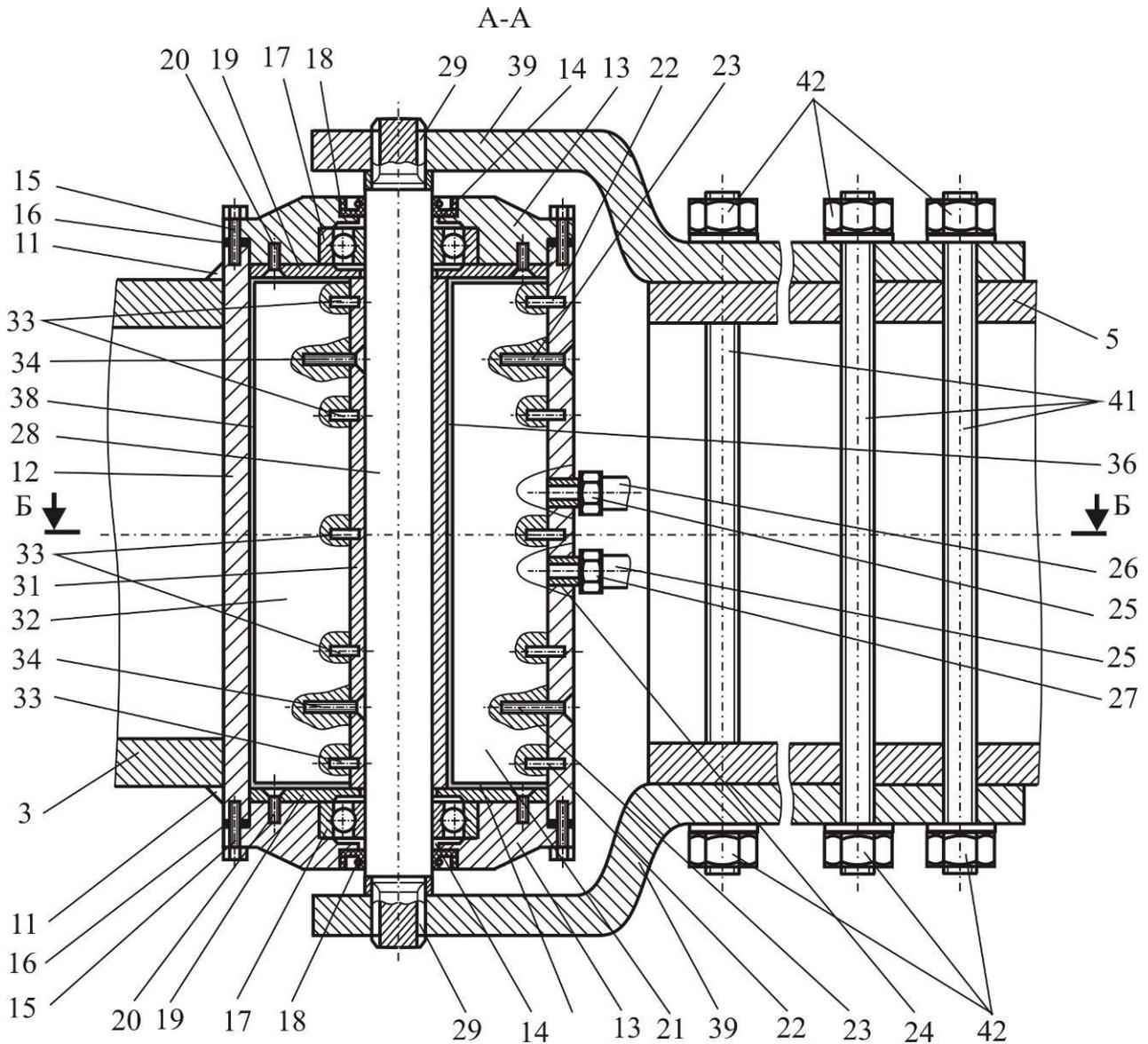


Рис. 4. Продольный разрез приводного шарнирного соединения смежных звеньев крана-манипулятора (сечение А-А на рис. 3) [9]

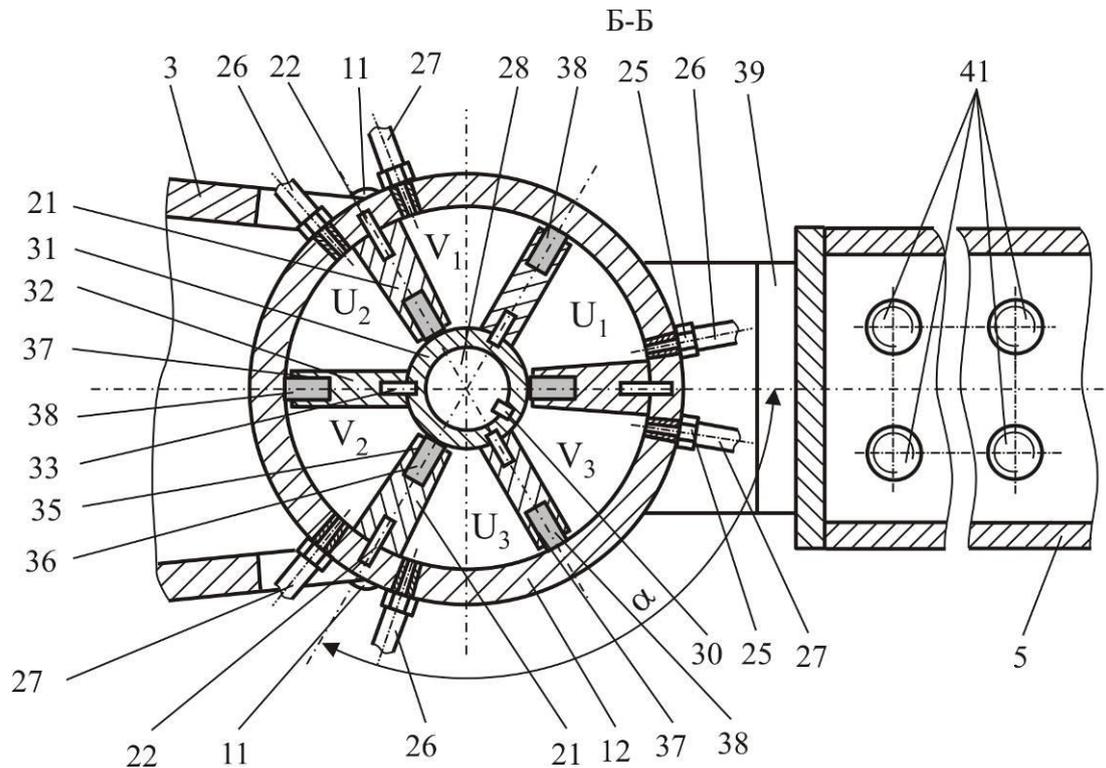


Рис. 5. Поперечный разрез приводного шарнирного соединения смежных звеньев крана-манипулятора (сечение Б-Б на рис. 4) [9]

пример, в качестве манжеты может быть использована армированная манжета по ГОСТ 8752-79, которая применяется в конструкциях силовых гидроприводов машин различного назначения для уплотнения валов, совершающих вращательное или возвратно-поворотное движение. Для исключения осевого смещения подшипника к внутренней поверхности торцевой крышки крепится предохранительное кольцо 19 при помощи винтов 20. К внутренней поверхности обечайки на равном угловом расстоянии α крепятся несколько (3, 4 или 5) радиально расположенных перегородок 21 при помощи фиксаторов 22 и удерживающих винтов 23. По обеим сторонам каждой перегородки в ее непосредственной близости в стенке обечайки выполняются по одному радиальному сквозному резьбовому отверстию 24, в каждое из которых снаружи устанавливается штуцер 25 для присоединения подъемного 26 или опускного трубопровода 27 для подачи (или отвода) рабочей жидкости из гидросистемы силового гидропривода крана-манипулятора. Внутри обечайки в подшипниках качения установлен ротор 28 в виде вала. Его концы выведены наружу через центральные отверстия торцевых крышек. На концах ротора выполнены шлицевые пазы 29. На цен-

тральной цилиндрической части ротора при помощи призматической шпонки 30 закреплена втулка 31, к которой на равном угловом расстоянии α крепится несколько (3, 4 или 5) радиально расположенных лопасти 32 при помощи фиксаторов 33 и стопорных винтов 34. Для герметизации зазоров между сопрягаемыми поверхностями перегородок и втулки в каждой перегородке выполняется паз 35 для установки уплотнительного элемента 36. Для герметизации зазоров между сопрягаемыми поверхностями лопастей и внутренней поверхности обечайки в каждой лопасти выполняется паз 37 для установки уплотнительного элемента 38. Например, по аналогии с практикой герметизации аналогичных поверхностей в шиберных поворотных гидродвигателях машиностроительного гидропривода в качестве уплотнительных элементов могут использоваться фторопластовые пластины или шевронная набивка [7, 10]. Перегородки и лопасти разделяют все внутреннее пространство обечайки на несколько пар камер в соответствии с количеством установленных перегородок (лопастей). Например, при установке трех перегородок образуется три пары камер: U_1, U_2, U_3 и V_1, V_2, V_3 . Они чередуются между собой в

окружном направлении, т.е. располагаются в следующей последовательности: $U_1 - V_1 - U_2 - V_2 - U_3 - V_3$. К камерам U_1, U_2, U_3 через штуцеры подключены подъемные трубопроводы. К камерам V_1, V_2, V_3 через штуцеры подключены опускные трубопроводы. На концы ротора, имеющие шлицевые пазы, надеваются хомуты 39, выполненные из стального листового проката. Для этого на одном из концов каждого из хомутов имеется отверстие 40 со шлицевыми выступами. Шлицевые пазы концов ротора и шлицевые выступы отверстий хомутов обеспечивают разъемное шлицевое соединение ротора с хомутами. Другими концами хомуты неподвижно крепятся к противоположным боковым поверхностям рукояти, которая является звеном, смежным стреле. Для обеспечения сборки шарнирного узла соединения стрелы и рукояти в единую кинематическую цепь крепление хомутов к боковым поверхностям рукояти выполняется разборным, например, с помощью соединительных шпилек 41 и гаек 42.

Таким образом, рассмотренное приводное шарнирное соединение смежных звеньев представляет собой конструкцию, которая совмещает:

1) шарнирный узел соединения в единую кинематическую цепь смежных звеньев крана-манипулятора - стрелы и рукояти и

2) механизм силового гидропривода возвратно-поворотного движения рукояти вместе с грузозахватным органом и полезным грузом.

Функцию приводного шарнирного соединения реализуют обечайка, торцевые крышки с установленными в них подшипниками качения, ротор и хомуты. Контакт между собой перечисленных конструктивных элементов обеспечивает постоянную неразрывную кинематическую связь между смежными звеньями крана-манипулятора - стрелой и рукоятью, так как они формируют цилиндрический шарнир, позволяющий рукояти выполнять возвратно-поворотное движение относительно стрелы в вертикальной плоскости. Функцию механизма силового гидропривода возвратно-поворотного движения рукояти реализуют обечайка с закрепленными на ней с помощью штуцеров подъемных и опускных трубопроводов, торцевые крышки, перегородки, лопасти, ротор с закрепленной на нем втулкой, подшипники качения и уплотнительные устройства различного исполнения - уплотнительные кольца, уплотнительные манжеты, уплотнительные элементы.

Схема, поясняющая принцип работы приводного шарнирного соединения, приведена на рис. 6.

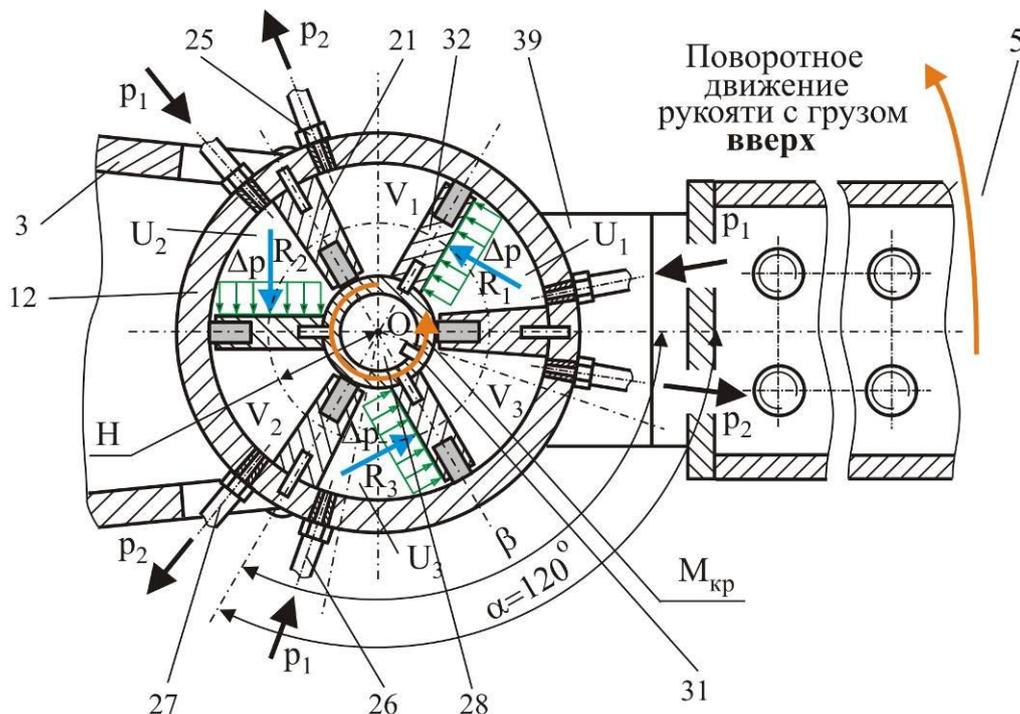


Рис. 6. Схема, поясняющая принцип работы приводного шарнирного соединения

При подключении подъемных трубопроводов к напорной гидролинии силового гидропривода крана-манипулятора рабочая жидкость под высоким давлением p_1 через штуцеры поступает в камеры U_1, U_2, U_3 . Одновременно с этим опускные трубопроводы подключаются к сливной гидролинии силового гидропривода крана-манипулятора и находящаяся в камерах V_1, V_2, V_3 рабочая жидкость под низким давлением p_2 удаляется из них. В результате разности давления $\Delta p = p_1 - p_2$ рабочей жидкости, находящейся в смежных камерах, разделяемых лопастями (т.е. в камерах $U_1 - V_1, U_2 - V_2, U_3 - V_3$), на лопасти со стороны камер U_1, U_2, U_3 начинают действовать силы разности давления $R_1 = R_2 = R_3 = \Delta p A$. Они создают на роторе относительно продольной оси ротора (точки О) суммарный крутящий момент, определяемый зависимостью:

$$M_{кр} = R_1 H + R_2 H + R_3 H = 3 \Delta p A H,$$

где A – площадь боковой поверхности лопасти; H – плечо действия равнодействующей силы R_i относительно продольной оси ротора.

Крутящий момент $M_{кр}$, создаваемый на лопастях, передается с них на втулку и через призматическую шпонку – на ротор, поворачивая его против часовой стрелки. Далее с помощью шлицевых соединений концов ротора с хомутами и сами хомуты крутящий момент $M_{кр}$ передается на рукоять, обеспечивая ее поворот в вертикальной плоскости против часовой стрелки и, таким образом, обеспечивая подъем грузозахватного органа с полезным грузом. Максимальный угол поворота β рукояти определяется наибольшим возможным углом поворота лопасти между двумя соседними перегородками. Опыт проектирования поворотных гидродвигателей для силовых гидроприводов различных машин показывает [7], что $\beta \approx (0,70..85)\alpha$.

При подключении опускных трубопроводов к напорной гидролинии силового гидропривода крана-манипулятора рабочая жидкость под высоким давлением p_1 через штуцеры поступает в камеры V_1, V_2, V_3 . Одновременно с этим подъемные трубопроводы подключаются к сливной гидролинии силового

гидропривода крана-манипулятора и находящаяся в камерах U_1, U_2, U_3 рабочая жидкость под низким давлением p_2 удаляется из них. Физические процессы, протекающие при этом, аналогичны рассмотренным выше, однако силы разности давления R_1, R_2, R_3 и крутящий момент $M_{кр}$ направлены в противоположную сторону. Как результат, рукоять совершает поворот в вертикальной плоскости по часовой стрелке, обеспечивая опускание грузозахватного органа и полезного груза.

Увеличение количества пар перегородок и лопастей приводит к следующим результатам:

1) величина крутящего момента $M_{кр}$, передаваемого на рукоять, увеличивается, вследствие чего увеличивается вес перемещаемого полезного груза и номинальная грузоподъемность крана-манипулятора;

2) уменьшается максимально возможный угол поворота β рукояти в вертикальной плоскости, вследствие чего уменьшается рабочая зона, в пределах которой у рукояти имеется возможность манипулировать полезным грузом.

Поэтому является целесообразным, чтобы конструкция приводного шарнирного соединения содержала три, четыре или пять пар перегородок и лопастей. При количестве таких пар меньше трех величина передаваемого крутящего момента $M_{кр}$ оказывается недостаточной для создания крана-манипулятора удовлетворительной номинальной грузоподъемности. При количестве таких пар больше пяти величина угла поворота β рукояти в вертикальной плоскости оказывается неудовлетворительно малой (не более $50..55^\circ$) с точки зрения возможности эффективности манипулирования полезным грузом в пространстве рабочей зоны крана-манипулятора.

Постановка задачи оптимального проектирования приводного шарнирного соединения смежных звеньев гидравлического крана-манипулятора.

Масса конструктивных элементов, формирующих приводное шарнирное соединение (рис. 3-5), повышает массу подвижных конструктивных элементов металлоконструкции манипуляционной системы крана. Следовательно, их присутствие может ока-

заться причиной, обуславливающей снижение полезной массы перемещаемого груза. Поэтому при проектировании приводного шарнирного соединения крайне важно обеспечить минимальный вклад его конструктивных элементов в общую массу металлоконструкции шарнирно-сочлененной манипуляционной системы крана.

Общая масса приводного шарнирного соединения смежных звеньев складывается из масс основных конструктивных элементов устройства (корпуса, торцевых крышек, перегородок, шибера, выходного вала, подшипников качения, соединительных шпилек), а также массы заполняющей внутренние полости устройства рабочей жидкости:

$M = M_b + M_l + M_d + M_v + M_s + M_{br} + M_{bt} + M_{hf}$,
где M_b - масса корпуса (цилиндрической обечайки); M_l - масса торцевых крышек корпуса; M_d - масса внутренних перегородок корпуса; M_v - масса шибера (включая центральную втулку и лопасти); M_s - масса выходного вала; M_{br} - масса опорных подшипников качения выходного вала; M_{bt} - масса шпилек узла соединения шарнирного устройства со звеном крана-манипулятора; M_{hf} - масса рабочей жидкости во внутренних полостях корпуса.

С учетом геометрических размеров отдельных конструктивных элементов общая масса приводного шарнирного соединения выражается зависимостью

$$\begin{aligned} M \approx & \pi \rho_b (D + s_w) s_w H + \\ & + 0,5 \pi \rho_l [(D + 2s_w)^2 - d_s^2] s_l + \\ & + 0,5 n_h \rho_d (D - d_v) h_d H + \\ & + \rho_{bt} \frac{n_T T_t [H + 2(s_{bt} + d_{bt})]}{2[\tau]_s h_{bt}} + \\ & + 0,5 \rho_v [0,5 \pi (d_v - d_s)^2 + \\ & + n_h (D - d_v) h_v H] + \\ & + 0,25 \pi \rho_s d_s^2 [H + 2(s_l + s_{bt})] + \\ & + 2M_{br,1}(d_s) + \\ & + 0,5 \rho_{hf} (D - d_v) [0,5 \pi (D + d_v) - n_h (h_d + h_v)] H, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\rho_b, \rho_l, \rho_d, \rho_v, \rho_s, \rho_{bt}, \rho_{hf}$ - плотность материала корпуса, торцевых крышек, внутренних перегородок, шибера, выходного ва-

ла, соединительных шпилек и рабочей жидкости соответственно; D, H, s_w - внутренний диаметр, длина и толщина стенки корпуса соответственно; s_l - толщина торцевой крышки; d_v, d_s, d_{bt} - диаметры втулки шибера, выходного вала и соединительной шпильки соответственно; h_d, h_v - толщина внутренней перегородки и лопасти шибера соответственно; s_{bt} - толщина соединительной накладки; h_{bt} - расстояние от осевой линии сечения конечного звена до центра сечения соединительной шпильки; T_t - крутящий момент, создаваемый грузом и воспринимаемый шарнирным соединением; n_T - коэффициент запаса по преодолеваемому крутящему моменту ($n_T > 1$); $M_{br,1}(d_s)$ - масса подшипника, определяемая его типоразмером; n_h - число лопастей шибера.

Крутящий момент, создаваемый грузом и воспринимаемый шарнирным соединением, при расчете приближенно определяется зависимостью:

- в случае, если поперечное сечение конечного звена постоянно по его длине

$$T_t = (G_n + 0,5G_{te})L_{te};$$

- в случае, когда поперечное сечение конечного звена переменное по его длине, причем погонный вес изменяется по линейному закону

$$T_t = \{G_n + [g_b/2 + (g_e - g_b)/3]L_{te}\}L_{te},$$

где G_n - номинальный вес груза; G_{te}, L_{te} - вес и длина конечного звена; g_b, g_e - погонный вес конечного звена в начальном и конечном сечении соответственно.

Анализ зависимости (1) позволяет сделать вывод о том, что общая масса приводного шарнирного соединения в условиях действия эксплуатационной нагрузки (крутящего момента T_t и номинального рабочего давления гидропривода p_{nom}) зависит от 11 конструктивных параметров: $D, H, s_w, s_l, s_{bt}, d_v, d_s, d_{bt}, h_d, h_v$ и n_h . Учитывая рекомендации [5, 6], можно сделать вывод о том, что два из перечисленных параметров целесообразно рассматривать как параметры независимые и определяющие размеры всего устройства, а именно внутренний диаметр D

и длина H корпуса. Кроме того, в качестве независимого параметра целесообразно рассматривать диаметр выходного вала d_s , тон как как позволяет определить конструктивные размеры соединительных элементов с концевым звеном. Остальные размеры либо являются фиксированными, так как определяются конструкцией приводного шарнирного устройства и величиной эксплуатационной нагрузки (s_{bt} , d_{bt} , n_h), либо могут быть однозначно рассчитаны в зависимости от D , H и d_s с учетом величины эксплуатационной нагрузки (s_w , s_l , d_v , h_d , h_v).

Толщина стенки корпуса s_w и торцевой крышки s_l определяются из условий прочности под действием внутреннего давления в корпусе, создаваемого присутствием рабочей жидкости p_{nom} [7]:

$$s_w = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma]_r + 1,25 p_{nom}(1 - 2\mu)}{[\sigma]_r - 1,25 p_{nom}(1 + \mu)}} - 1 \right);$$

$$s_l = 0,55 D C_h \sqrt{p_{nom} / [\sigma]_r},$$

где $[\sigma]_r$, μ - допустимое напряжение на разрыв и коэффициент Пуассона материала стенки корпуса и торцевых крышек; C_h - коэффициент учета отверстия, определяемый в зависимости от отношения диаметров d_s / D [11]; d_{br} - наружный диаметр подшипника.

При определении толщины торцевой крышки также следует учитывать необходимость размещения в ней подшипника. Если толщина s_l , рассчитанная из условия прочности под действием внутреннего давления, оказывается меньше ширины подшипника b_{br} , то толщина крышки должна быть увеличена, т.е. следует принять:

$$s_l = (1,0 \dots 1,5) b_{br}.$$

Диаметр втулки шибера d_v определяется исходя из условия ее прочности на изгиб под действием изгибающего момента, формируемого в месте крепления (заделки) лопасти разностью давлений рабочей жидкости с противоположных сторон лопасти:

$$d_v = \frac{d_s + \sqrt{d_s^2 + \left(1 + 1,72 \frac{\Delta p}{[\sigma]_v}\right) \left(1,72 \frac{\Delta p D^2}{[\sigma]_v} - d_s^2\right)}}{1 + 1,72 \frac{\Delta p}{[\sigma]_v}},$$

где Δp - разность давлений рабочей жидкости с противоположных сторон лопасти; $[\sigma]_v$ - допустимое напряжение на изгиб материала шибера.

Толщина лопасти шибера h_v и внутренней перегородки корпуса h_d определяются исходя из условия прочности при консольном изгибе под действием разности давлений рабочей жидкости с противоположных сторон лопасти или перегородки:

$$h_v = 0,87(D - d_v) \sqrt{\frac{\Delta p}{[\sigma]_v}};$$

$$h_d = 0,87(D - d_v) \sqrt{\frac{\Delta p}{[\sigma]_d}},$$

где $[\sigma]_d$ - допустимое напряжение на изгиб материала перегородки.

Диаметр соединительной шпильки d_{bt} определяется исходя из условия прочности на срез при передаче соединением крутящего момента T_t по зависимости

$$d_{bt} = 2 \sqrt{\frac{n_T T_t}{\pi n_{bt} h_{bt} [\tau]_{t, bt}}},$$

где $[\tau]_{t, bt}$ - допустимое напряжение среза материала соединительной шпильки.

В качестве расчетной толщины соединительной накладке s_{bt} выбирается максимальное из двух значений, вычисляемых исходя из условия прочности на смятие в месте контакта поверхности отверстия в накладке с соединительной шпилькой

$$s_{bt} = \frac{n_T T_t}{n_{bt} h_{bt} d_{bt} [\sigma]_{br}}$$

или из условия прочности на смятие рабочей поверхности эвольвентных шлицев в узле соединения с выходным валом

$$s_{bt} = \frac{10 n_T T_t}{\psi \sigma_{us, bt} (d_s - m_g)^2}, \quad (2)$$

где n_{bt} - число соединительных шпилек; $[\sigma]_{br}$ - допустимое напряжение смятия материала накладке; $\sigma_{us, bt}$ - предел прочности

материала накладки; m_g - модуль эвольвентного шлицевого соединения выходного вала с накладкой (в качестве модуля m_g целесообразно выбирать наименьшее значение из рекомендуемых в [12] для рассматриваемого диаметра выходного вала d_s).

Число лопастей шибера n_h удобно задавать в качестве исходного данного при каждом оптимизационном расчете, задавая последовательно его возможные значения из полного множества значений $n_h = 3, 4, 5$.

Таким образом, при формулировании задачи оптимального проектирования приводного шарнирного соединения, конструкция которого соответствует изображенной на рис. 3-5, в качестве вектора переменных (варьируемых) параметров оптимизации следует использовать внутренний диаметр D и длину H корпуса устройства, сформировав их вектор неизвестных вида:

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2 \ x_3\} = \{D \ H \ d_s\}.$$

Остальные параметры являются неуправляемыми (фиксированными) параметрами, из которых формируется вектор вида:

$$\{z\}^T = \{z_1 \ z_2 \ z_3 \ z_4 \ z_5 \ z_6 \ z_7\} = \{s_w \ s_l \ s_{bt} \ d_v \ h_d \ h_v \ d_{bt}\}.$$

Окончательно задача оптимизации гидравлического приводного шарнирного соединения смежных звеньев манипуляционной системы сводится к минимизации целевой функции вида

$$\begin{aligned} F(\{x\}, \{z\}) = & \pi \rho_b (x_1 + z_1) z_1 x_2 + \\ & + 0,5 \pi \rho_l [(x_1 + 2z_1)^2 - x_3^2] z_2 + \\ & + 0,5 n_h \rho_d (x_1 - z_4) z_5 x_2 + \\ & + \rho_{bt} \frac{n_T T_t [x_2 + 2(z_3 + z_7)]}{2[\tau]_s h_{bt}} + \\ & + 0,5 \rho_v [0,5 \pi (z_4 - x_3)^2 + \\ & + n_h (x_1 - z_4) z_6 x_2] + \\ & + 0,25 \pi \rho_s x_3^2 [x_2 + 2(z_2 + z_3)] + \\ & + 2M_{br,1}(x_3) + \\ & + 0,5 \rho_{hf} (x_1 - z_4) [0,5 \pi (x_1 + z_4) - n_h (z_5 + z_6)] x_2 \end{aligned} \quad (3)$$

при ограничениях:

- конструктивными условиями

$$\begin{aligned} x_1 > 0; \quad x_2 > 0; \quad x_3 > 0; \quad 1,3B_A - x_2 \geq 0; \\ (x_1 + 2z_1) - 0,8H_A \geq 0; \quad 1,5H_A - (x_1 + 2z_1) \geq 0; \end{aligned}$$

$$1,5B_A - (x_2 + 2z_2) \geq 0; \quad x_1 - z_4 \geq 0;$$

$$(x_2 + 2z_2) - B_A \geq 0; \quad (4)$$

$$z_3 - 0,8s_B \geq 0; \quad (5)$$

$$2s_B - z_3 \geq 0; \quad (6)$$

$$z_1 - s_A \geq 0; \quad (7)$$

- условием размещения двух призматических шпонок для соединения выходного вала с шибером (условием недопущения смятия рабочих поверхностей шпонок)

$$[\sigma]_{br,k} - 3,33 \frac{n_T T_t}{x_3^2 (z_4 - x_3)} \geq 0;$$

- условием обеспечения максимального угла относительного поворота конечного звена крана-манипулятора

$$\frac{2\pi}{n_h} - \frac{(z_5 + z_6)n_h}{x_1} - [\varphi] \geq 0;$$

- условием обеспечения тягового усилия

$$0,125 \Delta p n_h x_2 (x_1^2 - z_4^2) - n_T T_t \geq 0; \quad (8)$$

- условием лимитирования углового ускорения выходного вала при разгоне

$$0,125 \Delta p n_h x_2 (x_1^2 - z_4^2) - T_t - J_u [\ddot{\varphi}] \geq 0;$$

- условием обеспечения прочности на кручение шлицевого участка выходного вала

$$x_3 - 2,3 \sqrt{\frac{2K_{ts} n_T T_t}{\pi[\tau]_t}} \geq 0; \quad (9)$$

- условием обеспечения прочности на смятие рабочей поверхности эвольвентных шлицев выходного вала

$$x_3 - 3,16 \sqrt{\frac{n_T T_t}{\psi z_3 \sigma_{us}}} - m_g \geq 0; \quad (10)$$

- условием обеспечения усталостной прочности корневого сечения лопасти шибера

$$\frac{\sigma_{-1}}{K} - \frac{3 \Delta p (x_1 - z_4)^2}{4z_6^2} \geq 0,$$

где H_A , B_A , s_A - габаритные высота и ширина, толщина стенки торцевого поперечного сечения звена, к которому крепится корпус приводного шарнирного соединения; s_B - толщина стенки торцевого поперечного сечения конечного звена; $[\sigma]_{br,k}$ - допустимое напряжение смятия материала шпонки; $[\varphi]$, $[\ddot{\varphi}]$ - максимальный угол поворота и угловое ускорение при разгоне конечного звена, регламентируемые техническим заданием на проектирование крана-манипулятора; J_u -

момент инерции вращающихся масс, приведенный к выходному валу механизма поворота; K_{τ_s} - коэффициент концентрации касательных напряжений при кручении шлицевого вала [13]; $[\tau]_t$, σ_{us} - допустимое напряжение на срез и предел прочности материала выходного вала соответственно; ψ - коэффициент учета неравномерности распределения нагрузки между шлицами и вдоль шлицев [14]; σ_{-1} - предел выносливости материала шибера; K - коэффициент снижения предела выносливости материала шибера (ориентировочно можно принимать $K = 4,1 \dots 4,3$).

Результаты оптимального проектирования приводного шарнирного соединения смежных звеньев гидравлического крана-манипулятора и их анализ.

Разработанные математическая модель и методика оптимального проектирования приводного шарнирного соединения минимальной массы были реализованы в компьютерной программе «Оптимизация приводных соединений звеньев гидравлических кранов-манипуляторов». Нахождение глобального минимума целевой функции (3) с учетом системы ограничений выполнялось с помощью метода типа Хука-Дживса, причем для каждого варианта расчета использовалось несколько начальных точек оптимизации. Это было связано с тем, что целевая функция (3) может иметь несколько (до 7) локальных минимумов. По мере увеличения значения крутящего момента T_t число локальных минимумов уменьшалось.

Предложенная математическая модель оптимального синтеза приводного шарнирного соединения была реализована применительно к конструкции трехзвенной шарнирно-сочлененной манипуляционной системы мобильной энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [8]. Ее внешний вид соответствует рис. 1, а кинематическая схема – на рис. 7. Основные технические характеристики манипуляционной системы: номинальная грузоподъемность 7,5 кН; крутящий момент $T_t = 18$ кН·м; номинальное рабочее давление гидропривода $p_1 = 16$ МПа; длина стрелы $L_2 = 3,6$ м; длина рукояти $L_3 = 2,4$ м; максимальный угол поворота рукояти $\Delta q_3 = 50^\circ$.

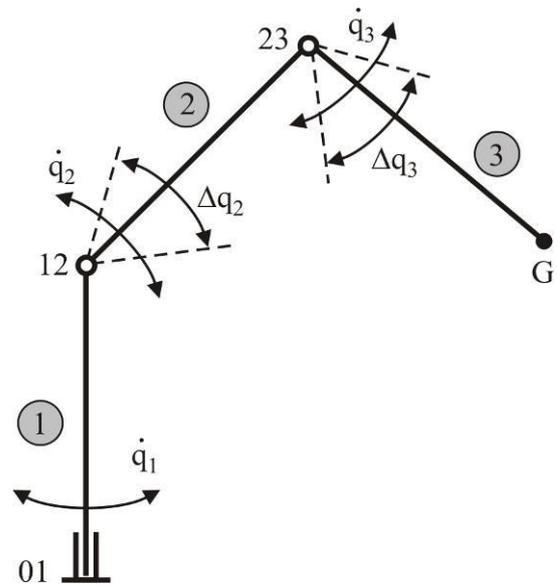


Рис. 7. Кинематическая схема трехзвенной шарнирно-сочлененной манипуляционной системы мобильной энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов (1 – поворотная колонна; 2 – стрела; 3 – рукоять)

На рис. 8 и 9 приведены результаты оптимального синтеза приводного шарнирного соединения рукояти и стрелы крана-манипулятора в интервале крутящих моментов $T_t = 3 \dots 22$ кН·м при трех стандартизованных уровнях рабочего давления гидросистемы $p_1 = 10; 12,5$ и 16 МПа. Более высокие значения p_1 не рассматривались, так как согласно данным [6, 7, 10] при таких давлениях сложно обеспечить надежную герметизацию внутренних полостей устройства.

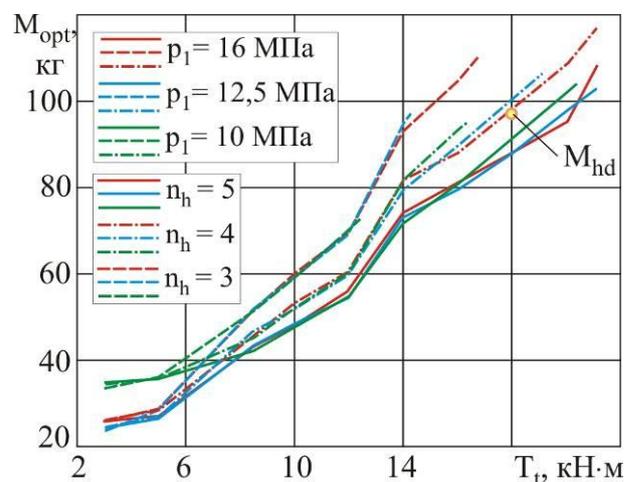


Рис. 8. Оптимальные значения массы M_{opt} приводного шарнирного соединения в зависимости от конструкции и режима работы

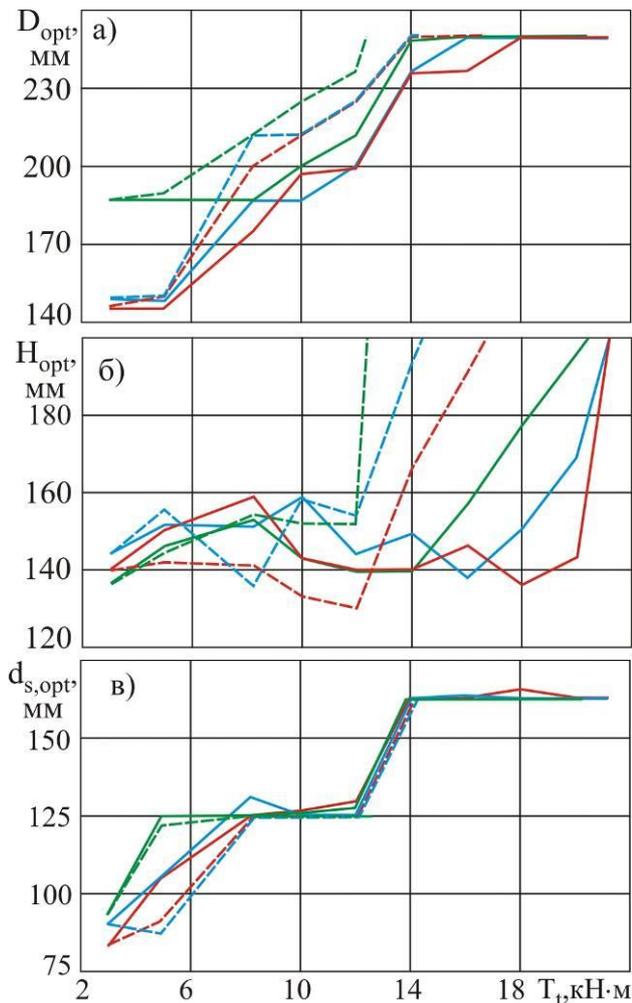


Рис. 9. Оптимальные значения основных конструктивных характеристик приводного шарнирного соединения в зависимости от конструкции и режима работы:

а - внутренний диаметр корпуса D_{opt} ;

б - длина корпуса H_{opt} ; в - диаметр

выходного вала $d_{s,opt}$ (обозначения кривых приведены на рис. 8)

Масса оптимального варианта шарнирного соединения M_{opt} приблизительно линейно возрастает с ростом преодолеваемого крутящего момента T_t (рис. 8). При равном значении T_t увеличение числа камер шарнирного соединения (увеличение числа лопастей n_h) позволяет ее снизить. Заметна следующая закономерность: рабочее давление p_1 оказывает весьма малое воздействие на M_{opt} (величины M_{opt} для $p_1 = 10...16$ МПа лежат в узком интервале относительных значений $\pm 3\%$). Это обстоятельство имеет существенное практическое значение,

так как позволяет использовать в гидросистеме крана-манипулятора меньшее рабочее давление и, соответственно, насосный агрегат меньшей мощности. Применительно к рассматриваемому примеру, возможен переход от штатного рабочего давления 16 МПа к пониженному рабочему давлению 12,5 или 10 МПа. Это заметно повышает энергоэффективность гидропривода, так как мощность установленного насосного агрегата может быть снижена приблизительно в 1,3 или 1,6 раз соответственно без ухудшения основных технических характеристик манипуляционной системы. Снижение рабочего давления гидросистемы также положительно сказывается на повышении коэффициента полезного действия гидропривода в целом крана-манипулятора и снижении эксплуатационных затрат на его обслуживание. На рис. 8 также указана масса силового гидроцилиндра, элементов его крепления и шарнирного соединения для штатной конструкции машины АСТ-4-А (точка M_{hd}), которая удаляется при переходе к использованию приводного шарнирного соединения. Видно, что использование десятикамерного соединения ($n_h = 5$) позволяет получить выигрыш по массе в пределах ~ 9 кг или $\sim 9\%$. Использование восьмикамерного соединения ($n_h = 4$) приводит, наоборот, к увеличению массы манипуляционной системы, хотя весьма небольшому – в пределах 1...3 кг или 1...3 %.

Оптимальные значения основных конструктивных размеров приводного шарнирного соединения D_{opt} , H_{opt} и d_s (рис. 9) в зависимости от изменения крутящего момента T_t , рабочего давления p_1 и числа камер устройства n_h изменяются достаточно разнопланово. Общая тенденция заключается в том, что с ростом T_t эти размеры изменяются от минимальных до максимальных значений. В частности, внутренний диаметр корпуса изменяется в пределах $D_{opt} = 146...250$ мм, длина корпуса – в пределах $H_{opt} = 133...196$ мм, диаметр выходного вала – в пределах $d_{s,opt} = 83...163$ мм.

Отмеченная особенность результатов оптимального синтеза обусловлена необходимостью встраивания приводного шарнирного

соединения в спроектированную конструкцию манипуляционной системы, так как ее конструктивные размеры определяются приоритетно размерами поперечных сечений смежных звеньев исходя из условий их прочности и жесткости. Высота поперечного сечения сопрягаемых звеньев лимитирует предельные (наименьший и наибольший) значения диаметра корпуса, а ширина поперечного сечения – предельные значения длины корпуса приводного шарнирного соединения.

Это подтверждается анализом расположения точек глобального минимума целевой функции $F(\{x\},\{z\})$ в допустимой области пространства управляемых параметров $\{x\}$, устанавливаемой системой принятых ограничений задачи оптимизации (рис. 10). При малых значениях преодолеваемого крутящего момента $T_t < 6...9$ кН·м точки глобального минимума лежат преимущественно на конст-

руктивном ограничении (4), реже – на конструктивных ограничениях (4) и (7) или (4) и (5). Указанная область значений T_t ограничивается поверхностью $ABCDEFGH$ на рис. 10.

При больших значениях T_t точки глобального минимума лежат на ограничении (8), т.е. оптимальный вариант устройства определяется условием обеспечения тягового усилия приводного шарнирного соединения. При предельных крутящих моментах $T_{t,m}$, развиваемых устройством, точки глобального минимума могут также лежать на конструктивном ограничении (6). Указанная область значений T_t ограничивается поверхностью $abcdefgh$ на рис. 10. Данная поверхность также характеризует величину предельных крутящих моментов $T_{t,m}$ разного для сочетания параметров T_t , p_1 и n_h .

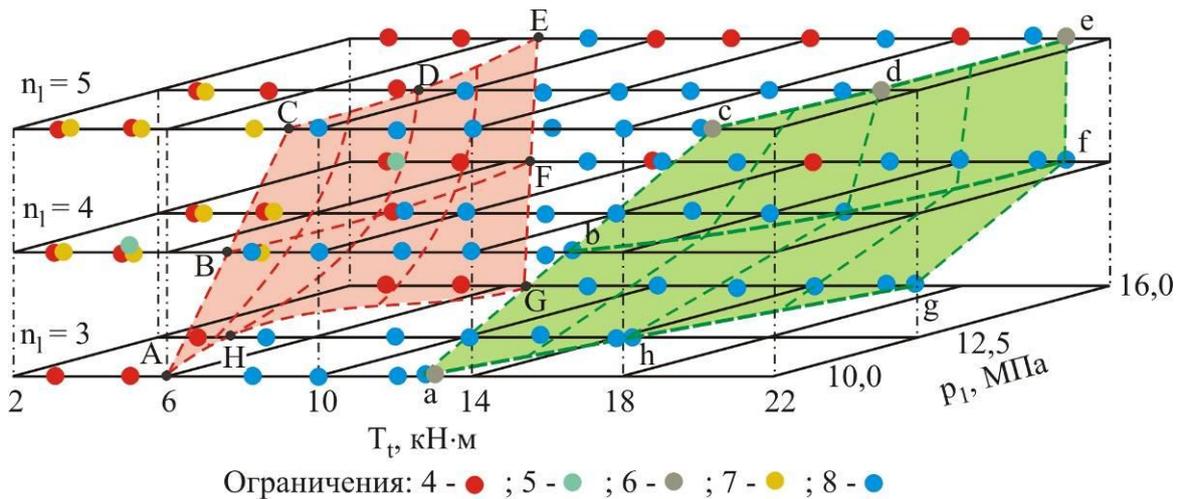


Рис. 10. Ограничения задачи минимизации целевой функции (3), на которых лежит точка глобального экстремума для разных сочетаний расчетных параметров

Оптимальные значения диаметра выходного вала $d_{s,opt}$ лишь при малых величинах крутящего момента $T_t < 10$ МПа различаются для разных значений рабочего давления p_1 и числа камер устройства n_h (рис. 9, в). При более высоких значениях T_t они оказываются одинаковыми и изменяются (увеличиваются) только с ростом крутящего момента. Это можно объяснить тем, что при малых нагрузках на $d_{s,opt}$ оказывают влияние условия компоновки устройства, тогда как при более высоких нагрузках оптимальный диа-

метр выходного вала определяется исключительно условием прочности сопряженных с ним хомутов, передающих крутящий момент T_t на поворачиваемое звено. Это подтверждает анализ рис. 11, на котором показаны три зависимости $d_s(T_t)$ для для $p_1 = 16$ МПа и $n_h = 5$:

- 1) оптимальное значение диаметра $d_{s,opt}$;
- 2) значение диаметра d_s , минимальное по условию обеспечения прочности на кручение шлицевого участка выходного вала (9), которое определяется в соответствии с зависимостью:

$$d_s = 2\sqrt[3]{\frac{2K_{\tau s} n_T T_t}{\pi[\tau]_t}};$$

3) значение диаметра d_s , минимальное по условию обеспечения прочности на смятие рабочей поверхности эвольвентных шлицев выходного вала (10), которое определяется в соответствии с зависимостью:

$$d_s = 3,16 \sqrt{\frac{n_T T_t}{\psi s_{bt} \sigma_{us}}} - m_g.$$

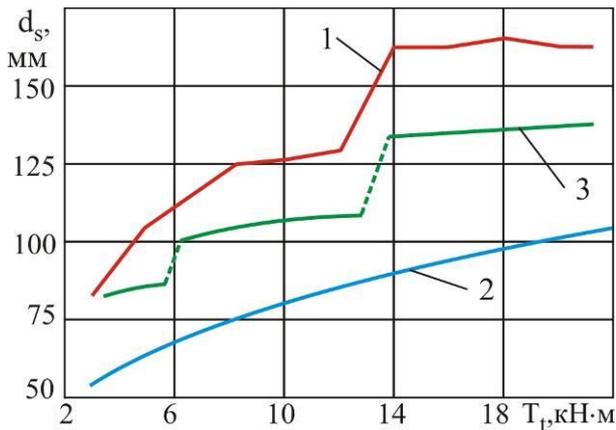


Рис. 11. Зависимости диаметра выходного вала от величины передаваемого крутящего момента: 1 – оптимальное значение; 2 – минимальное значение по условию (9); 3 – минимальное значение по условию (10)

Видно, что оптимальная величина диаметра выходного вала $d_{s,opt}$ во всем исследованном диапазоне значений крутящего момента T_t не определяется прочностью самого выходного вала, так как оказывается существенно выше (в $\sim 1,6$ и в $\sim 1,2$ раза), чем это необходимо по условиям прочности (9) и (10) соответственно. Это объясняется тем, что диаметр выходного вала и толщина сопрягаемых с ним хомутов взаимосвязаны: как видно из соотношения (2) d_s и s_{bt} изменяются обратно пропорционально. И так как вклад массы двух хомутов превышает вклад массы выходного вала в общую массу приводного шарнирного соединения, то выгоднее снижать в первую очередь толщину хомутов s_{bt} , доводя ее до возможного минимума по условию прочности на смятие рабочей поверхности эвольвентных шлицев в узле соединения с выходным валом (2) и с уче-

том толщины стенок сопрягаемых звеньев крана-манипулятора.

Значения предельных крутящих моментов $T_{t,m}$ в зависимости от преодолеваемого крутящего момента T_t и рабочего давления гидросистемы p_1 приведены на рис. 12. Здесь же указана точка, соответствующая характеристикам исходной для анализа машины АСТ-4-А. Видно, что при замене штатной конструкции шарнирного соединения на приводное шарнирное соединение можно использовать десятикамерное устройство ($n_h = 5$) при любых значениях рабочего давления гидросистемы p_1 или восьмикамерное устройство ($n_h = 4$) при рабочем давлении $p_1 = 12,5$ или 16 МПа. Использование шестикамерного устройства ($n_h = 3$) невозможно, так как оно не обеспечивает необходимый крутящий момент $T_t = 18$ кН·м (предельный крутящий момент при давлении 16 МПа составляет $T_{t,m} = 16,75$ кН·м).

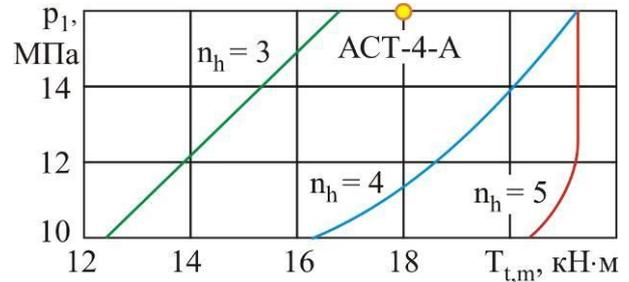


Рис. 12. Предельный крутящий момент, развиваемый приводным шарнирным соединением

Выводы.

При конструировании мобильных гидравлических кранов-манипуляторов рассмотренные приводные шарнирные соединения смежных звеньев шарнирно-сочлененных манипуляционных систем могут рассматриваться в качестве альтернативного варианта традиционных конструкций шарнирных соединений с выносными силовыми гидродвигателями.

При обеспечении равных грузо-высотных характеристик мобильного крана-манипулятора приводное шарнирное соединение позволяет исключить ряд эксплуатационных недостатков традиционного шарнирного со-

единения: развития с течением времени дополнительной динамической нагруженности металлоконструкции вследствие увеличения зазоров в соединении, снижения объема рабочей зоны крана из-за наличия выносных силовых гидродвигателей, появления отказов вследствие усталостного разрушения элементов узлов крепления силовых гидродвигателей к звеньям манипуляционной системы. При этом возможен перевод гидросистемы на меньшие уровни рабочего давления, что приводит к повышению энергоэффективности крана-манипулятора и коэффициента полезного действия гидропривода в целом, а также к снижению эксплуатационных затрат на обслуживание.

Список использованной литературы.

1. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 552 с.
2. Бандурин, Р.А. Рынок кранов-манипуляторов в России / Р.А. Бандурин // Проблемы современной экономики. – 2015. - № 26. – С. 138-142.
3. Лагерев, И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов / И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с.
4. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1966. – 616 с.
5. Лагерева, Е.А. Оптимальное проектирование гидравлических механизмов поворота шиберного типа крано-манипуляторных установок мобильных грузоподъемных машин / Е.А. Лагерева, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. – №2. – С. 57-63.
6. Лагерев, И.А. Проектирование поворотных гидродвигателей для манипуляционных систем мобильных машин на основе многокритериальной оптимизации / И.А. Лагерев, Е.А. Шатунова // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - №4. – С. 34-51. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51>.
7. Лагерев, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2006. – 232 с.
8. Лагерев, И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов / И.А. Лагерев // Известия вузов. Машиностроение. – 2011. - № 4. – С. 29-36.
9. Патент № 176269 РФ. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев. № 2017131959; заявл. 12.09.17; опубл. 15.01.2018. Бюл. № 2.
10. Свешников В.К. Станочные гидроприводы / В.К. Свешников. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.
11. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности: атлас конструкций / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1976. – 152 с.
12. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.2 / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с.
13. Peterson, R.E. Stress concentration factors // R.E. Peterson. – N.Y.: John Wiley and Sons. 1974.
14. Иосилевич, Г.Б. Детали машин / Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

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.
ORCID: 0000-0003-0380-5456.

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

DESIGN AND STUDY OF DRIVE SWIVEL JOINTS FOR HYDRAULIC MANIPULATION SYSTEMS OF MOBILE TRANSPORT-TECHNOLOGICAL MACHINES

Lagerev A.V., Lagerev I.A.

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

The paper presents the design and principle of operation of a new type of articulated connection of adjacent links of manipulation systems of mobile transport and technological machines – the drive swivel joints to provide a rotary relative movement of the links. Their design allows to combine the function of ensuring the continuity of the kinematic chain and the function of providing rotary movement adjacent units and without the use of additional external devices. The design of the device is protected by a patent of the Russian Federation. Drive swivel joints are an alternative to traditional designs of articulated joints with external power hydraulic drives. Developed a mathematical optimization model. The model is based on the minimization of the mass of the drive swivel joints when you complete the necessary design, installation, operating and strength constraints. Based on this mathematical model the proposed method of computer-aided design of the drive swivel joints, which is implemented in a computer program. A study was conducted of the influence of the main technical characteristics and magnitude of the operational load at the optimal weight and the optimal constructive dimensions of the drive swivel joints. It is shown that at equal freight-altitude characteristics of mobile crane-manipulator the drive swivel joint allows you to exclude a number of operational shortcomings of the traditional swivel: 1) development over time of the additional dynamic load of metal due to the increased clearances in connection; 2) lowering the volume of the working area of the crane due to the presence of external power of hydraulic drives; 3) the appearance of cracks due to fatigue failure of the elements of the attachment point of the hydraulic drives to the links of manipulation system. It is possible that the transfer of the hydraulic system for lower operating pressure, which increases the efficiency of the crane and the efficiency of the hydraulic drive as a whole, as well as reduction in operating maintenance costs.

Keywords: manipulation system, hydraulic crane, mobile machine, drive swivel joint, optimum design, goal function, minimum weight, the system limitations.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-14-30

The study was supported by the grant of Russian science Foundation (project No. 17-79-10274)

References

1. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU imeni N.E. Bauman, 2000. 552 p. (In Russian)
2. Bandurin R.A. The market for cranes in Russia [Rynok kranov-manipulyatorov v Rossii]. *Problemy sovremennoy ekonomiki*, 2015, No.26, pp. 138-142. (In Russian)
3. Lagerev I.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselnykh 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)
4. Birger I.A., Shorr B.F., Shneyderovich R.M. *Raschet na prochnost detaley mashin* [Strength calculation of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1966. 616 p. (In Russian)
5. Lagereva E.A., Lagerev A.V. Optimal design of hydraulic turning mechanisms of the sliding type of crane facilities of mobile hoisting machines. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.2, pp. 57-63. (In Russian)
6. Lagerev I.A., Shatunova E.A. Design of turning hydraulic engines for manipulators of mobile machines on the basis of multicriterial optimization. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No. 4, pp. 34-51. DOI: 10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51 (In Russian)
7. Lagerev A.V. *Proektirovanie nasosnykh gidroprivodov podemno-transportnykh mashin* [The design of pump hydraulic drives of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet, 2006. 232 p. (In Russian)
8. Lagerev I.A. Simulation of stress-strain state in crane-manipulator of pipeline welding machine. *Izvestiya vyshikh uchebnykh zavedeniyy. Mashinostroenie*, 2011, No.4, pp. 29-36. (In Russian)

1. Patent RU 176269. *Tryekhzvennyy gidravlicheskiy kran-manipulator* [The three-tier hydraulic crane-manipulator]. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Declared 12.09.2017. Published 15.01.2018. (In Russian)
10. Sveshnikov V.K. *Stanochnye gidropri-vody* [Machine tool hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1995. 448 p. (In Russian)
11. Vaynson A.A. *Podemno-transportnye mashiny stroitelnoy promyshlennosti: atlas konstruktsey* [Lifting-transport machines for building industry: an Atlas of structures]. Moscow, Mashinostroenie, 1976. 152 p. (In Russian)
12. Anurev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya, T.2* [Handbook designer-mechanical engineer, Vol.2]. Moscow, Mashinostroenie, 1980. 559 p. (In Russian)
13. Peterson, R.E. Stress concentration factors. N.Y., John Wiley and Sons, 1974.
14. Iosilevich G.B. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 368 p. (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, Assistant Professor, 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)
19.01.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.03.2018



УДК 621.86

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ С ЧАСТОТНЫМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ

Гончаров К.А., Денисов И.А.

Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)

Рассмотрено влияние настройки системы управления на уровень динамических нагрузок, действующих на элементы грузоподъемных машин в период неустановившегося движения. Экспериментально показано влияние режима работы обобщенного механизма грузоподъемной машины на стабильность работы и изменение эксплуатационных характеристик системы управления механизмом с электрическим приводом и частотным преобразователем. Описана методика проведения эксперимента, приведены сравнительные результаты изменения эксплуатационных параметров механизма при работе как с применением системы управления с частотным преобразователем и тормозным резистором, так и без неё при работе на естественных механических характеристиках. Сделаны выводы об адекватности методики выбора динамических коэффициентов, определяющих нагруженность металлоконструкций грузоподъемных машин, представленной в нормативных документах, в случае ошибок в настройке систем управления с частотным преобразователем.

Ключевые слова: привод, система управления, частотный преобразователь, тормозной резистор, грузовая тележка, режим работы механизма, грузоподъемная машина.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-31-39

В процессе работы металлические конструкции и элементы механизмов грузоподъемных машин испытывают воздействие динамических нагрузок различной природы и интенсивности. При перемещении грузов кранами мостового типа нагрузки, воспринимаемые механизмами грузовой тележки, в первую очередь воздействуют на металлоконструкцию рамы, формируя характерную для каждой конкретной компоновки тележки схему распределения внешних действующих усилий. Для составления адекватной расчётной схемы металлоконструкции тележки помимо координат точек передачи усилий нужно иметь точную информацию о следующих факторах:

1) механических свойствах материалов, применяемых при изготовлении элементов металлоконструкции;

2) геометрических параметрах элементов металлоконструкции;

3) уровне нагруженности элементов металлоконструкции машины в зависимости от особенностей работы расположенных на ней механизмов, а также о распределении усилий между характерными точками передачи их действия от механизмов к элементам металлоконструкции.

При проектировании грузовых тележек кранов на основе универсальной компоновочной схемы их металлоконструкции [2] значения нагрузок в различных точках ока-

зывают непосредственное влияние на расположение и итоговые геометрические параметры несущих и дополнительных усиливающих элементов металлоконструкции, обеспечивающих местную жёсткость и прочность. Данное обстоятельство справедливо как для цельносварных тележек [3], так и для тележек, выполненных по модульному принципу [1]. При этом в современной краностроении существенную роль играют критерии компактности и качества работы механизмов кранов. Данное обстоятельство выражается в широком распространении дистанционного управления механизмами крана, применении модульных технологий компоновки механизмов, а также систем управления на основе частотных преобразователей, при правильной настройке снижающих уровень возможных динамических нагрузок на элементы металлоконструкций кранов.

В ходе проведения проектных и проверочных расчётов металлоконструкций грузоподъемных машин учет динамических нагрузок производится при решении данной задачи в квазистатической постановке (динамические нагрузки учитываются как дополнительные инерционные добавки к основной эксплуатационной нагрузке и определяются количественно как их доля с помощью коэффициентов динамичности [4]). В частности, последовательность расчёта и вы-

бора коэффициентов динамичности, рекомендуемых к использованию при расчёте грузоподъёмных машин, приведена в ГОСТ 32579.1-2013 «Краны грузоподъёмные. Принципы формирования расчётных нагрузок и комбинаций нагрузок».

Важными факторами, определяющими величину динамических нагрузок, а следовательно, и значение коэффициента динамичности, являются тип привода и системы управления приводом. Однако, теоретически динамическая наружность привода и грузоподъёмной машины в целом при прочих равных условиях (режиме работы, продолжительности включения) определяется настройками системы управления. В настоящее время в грузоподъёмных машинах распространены следующие типы электроприводов [5]:

1) электропривод с асинхронным короткозамкнутым электродвигателем и релейно-контакторным управлением;

2) электропривод с асинхронным электродвигателем с фазным ротором и управлением от силового контроллера;

3) электропривод с асинхронным двигателем с фазным ротором и управлением от низковольтных комплектных устройств;

4) электропривод с асинхронным короткозамкнутым двигателем и управлением от преобразователя частоты.

Механические характеристики двух последних приводов наиболее близки к оптимальным, обладающим необходимой жёсткостью. При этом система управления с применением преобразователя частоты допускает более плавное регулирование скорости, что согласно с ГОСТ 32579.1-2013 позволяет принимать при расчёте механизма подъёма груза меньшее значение коэффициентов динамичности. При неправильной настройке параметров, определяющих характер разгона и торможения привода, а также время наложения тормоза, величина действующих динамических нагрузок может не соответствовать принятому при расчётах коэффициенту.

Влияние настройки системы управления на характеристики неустановившегося движения механизма в различных режимах работы, а также влияние самих режимов работы на функционирование привода и системы управления может быть продемонстрировано

с помощью экспериментальной установки, представляющей по своей конструкции обобщенный механизм грузоподъёмной машины с жесткими звеньями, позволяющей моделировать динамические процессы, происходящие в механизмах различного назначения (рис. 1).

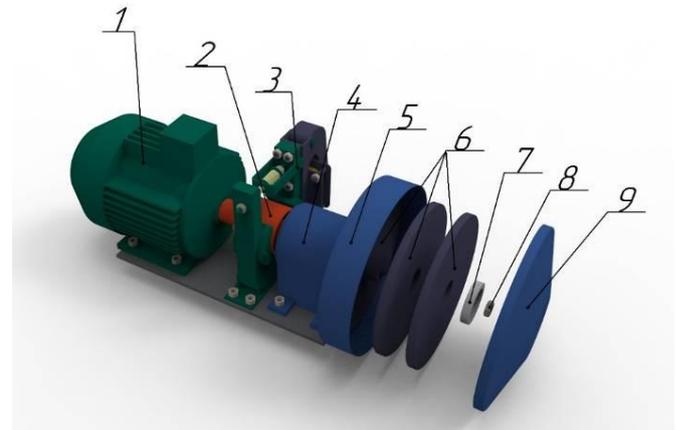


Рис. 1. Конструкция экспериментальной установки: 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – тормоз; 4 – подшипниковая опора; 5 – защитный кожух; 6 – диски; 7 – гайка; 8 – контргайка; 9 – торцевая крышка

Экспериментальная установка приводится в движение трехфазным асинхронным электродвигателем с короткозамкнутым ротором АО2-31-6/4, способным развивать мощность 0,75 кВт при номинальной частоте вращения 950 об/мин и 1,1 кВт при частоте вращения 1450 об/мин. Инерционные параметры реального механизма имитируются с помощью трех дисков 6, закрепляемых на приводном валу с помощью специальной гайки 7 и контргайки 8. Регулированием количества дисков, расположенных на приводном валу, производится изменение приведенного момента инерции системы. Приводной вал опирается на подшипники опоры 4, а диски вращаются внутри защитного кожуха 5, который обеспечивает безопасность персонала при работе с установкой. Доступ внутрь защитного кожуха для изменения количества дисков обеспечивается торцевой крышкой 9. Для соединения приводного вала и вала электродвигателя использована упругая втулочно-пальцевая муфта 2, совмещенная с тормозным шкивом колодочного тормоза ТКТ-100, применяемого для торможения вращающихся масс различной инерции.

Для регулирования частоты вращения и движущего момента электродвигателя экспериментальной установки используется преобразователь частоты E2-8300-002H производства компании «Веспер» (рис. 2). Данный преобразователь частоты относится к векторным преобразователям без обратной связи и может работать как в режиме векторного, так и в режиме скалярного управления с поддержанием требуемого соотношения между напряжением и частотой тока питания электродвигателя (U/f). Программирование режимов работы преобразователя производится с помощью задания значений констант, отвечающих за основные функции преобразователя. Преобразователь E-8300 имеет встроенный программируемый логический контроллер. Встроенный контроллер может использоваться для создания разных схем функционирования экспериментальной установки в различных режимах работы.

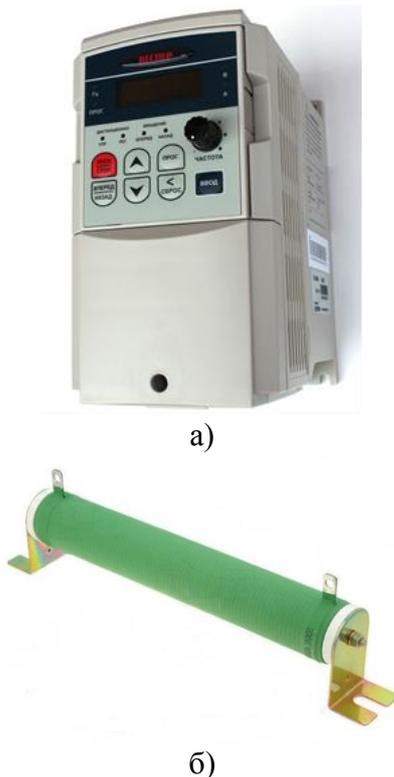


Рис.2. Элементы системы управления экспериментальной установкой:

а – преобразователь частоты «Веспер» E2-8300-002H; б – тормозной резистор TP-6,25

Экспериментальная установка способна производить разгон и торможение инерционных масс в неуправляемом и управляемом режиме. В первом случае разгон производит-

ся по естественной механической характеристике прямым подключением питающего напряжения к входным клеммам электродвигателя, а торможение инерционных масс производится механическим тормозом. Во втором случае контроль времени ускорения инерционных масс в режиме неустановившегося движения производится частотным преобразователем, причем торможение установки происходит в режиме противовключения электродвигателя. При этом кинетическая энергия установки преобразуется в электрическую и подаётся на тормозной резистор TP-6,25 сопротивлением 400 Ом и мощностью 200 Вт, где рассеивается в виде тепла.

Для снятия тепловых характеристик работы привода использовался тепловизор Fluke Ti40. Данный тепловизор способен фиксировать картину распределения теплового излучения с точностью $0,08^{\circ}\text{C}$, с пределом измерения от -22°C до $+110^{\circ}\text{C}$.

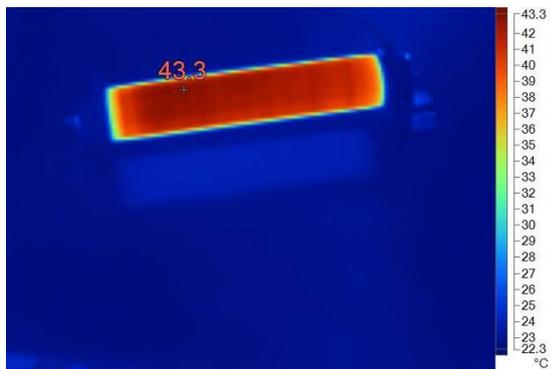
Для имитации полной динамической нагрузки привода использовались все три диска экспериментальной установки, при этом приведённый момент инерции вращающихся масс составлял $J_{np} = 0,294 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Для имитации работы механизма в порожнем состоянии (механизм подъема без груза) количество дисков уменьшено до двух, что соответствует приведённому моменту инерции $J_{np} = 0,202 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. И в том, и другом случае момент сопротивления движению механизма имеет одинаковую величину. Данное допущение не приведёт к значительному искажению результатов эксперимента, так как действующий момент сопротивления весьма мал и обусловлен трением в подшипниковых опорах приводного вала экспериментальной установки. К примеру, в случае торможения реального механизма подъема крана при работе на спуск груза приведенный момент сопротивления от веса груза лишь дополнительно увеличит нагрузку на систему управления.

В ходе эксперимента работа механизма моделировалась в лёгком (30 включений в час), среднем (90 включений в час), тяжёлом (180 включений в час) и весьма тяжёлом режиме работы (360 включений в час). Для обеспечения принятых режимов интервалы между включениями при работе механизма не должны были превышать 120 с, 40 с, 20 с, и 10 с соответственно. Эксперимент прово-

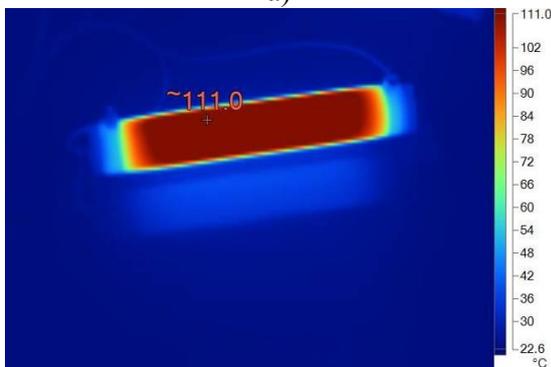
дился для трёх случаев настройки системы управления, в рамках которых время разгона и время торможения принимались равными 5 с, 4 с, и 3 с. В итоге было сформировано 12 комбинаций исходных экспериментальных параметров $R-t$, где первой буквой обозначается имитируемый режим работы крана, а вторая буква показывает установленное при этом время разгона-торможения.

Эксперимент включал в себя следующие этапы:

- 1) на приводном валу закреплялась необходимая инерционная нагрузка;
- 2) с помощью частотного преобразователя устанавливались требуемые значения времени разгона и торможения привода;
- 3) производилось моделирование работы привода для одной комбинации исходных параметров в течении периода испытания, равного 5 мин.;
- 4) при помощи тепловизора определялась температура элементов привода и силовых цепей системы управления в заданный момент времени.



а)



б)

Рис. 3. Термограммы тормозного резистора в течение одного периода испытаний:
а – в конце первого цикла работы механизма;
б – в конце заключительного цикла работы механизма

Так как количество затраченной на торможение энергии в единицу времени прямо пропорционально ускорению вращающихся масс при остановке механизма, для оценки величины динамической нагруженности привода во время неустановившегося движения при работе с различным ускорением и инерционными характеристиками проводилось измерение нагрева тормозного резистора (рис. 3, а, б). Измерение проводилось в конце каждого цикла работы механизма, что позволило получить данные о росте температуры резистора в течение одного отдельно взятого периода испытания.

Диаграмма распределения максимальных температур, достигнутых в рамках одного периода испытания с характерной комбинацией исходных параметров при работе механизма с полной инерционной нагрузкой, показана на рис. 4.

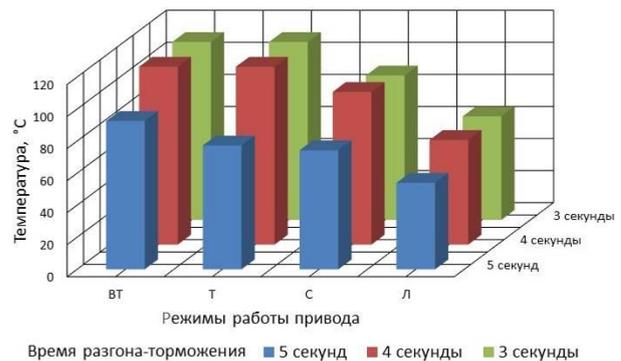


Рис. 4. Диаграмма распределения максимальных температур тормозного резистора при работе механизма с полной инерционной нагрузкой

Максимальная температура резистора увеличивается прямо пропорционально числу включений в час и обратно пропорционально времени торможения механизма. Следует отметить, что для комбинаций параметров VT-4, T-4 и T-3 максимальная температура резистора превысила верхний предел измерения тепловизора (110°C). А в ходе моделирования работы механизма для случая VT-3 произошла критическая перегрузка по току при торможении. Данный режим работы в комбинации с минимальным из рассматриваемых временем разгона-торможения является недопустимым для электро-механической схемы привода при данной нагрузке, даже несмотря на наличие в системе

тормозного резистора, и тот факт, что технические параметры частотного преобразователя полностью соответствуют параметрам электродвигателя и подбирались в строгом соответствии с методикой производителя.

Также установлено, что максимальные температуры тормозного резистора в комбинациях С-3, Л-3 незначительно отличаются от максимальных температур, определённых для комбинаций С-4, Л-4, и падают с увеличением времени разгона-торможения до 5 с (рис. 5).

Диаграмма величин максимальных температур, достигнутых в рамках одного периода испытания с характерной комбинаци-

ей исходных параметров при работе механизма без полезной нагрузки (порожнее состояние), показана на рис. 6. Можно отметить, что максимальные температуры резистора для каждой комбинации экспериментальных параметров уменьшаются. Так, разность максимальных температур резистора для комбинаций ВТ-5, Т-5, С-5, Л-5 между двумя моделируемыми режимами нагружения в зависимости от режима работы достигает от 47% до 62% при уменьшении приведённого момента инерции на 31,3% (рис. 7). Аналогично максимальная температура резистора для комбинаций с временем разгона-торможения 3 с и 4 с падает на 22-39%.

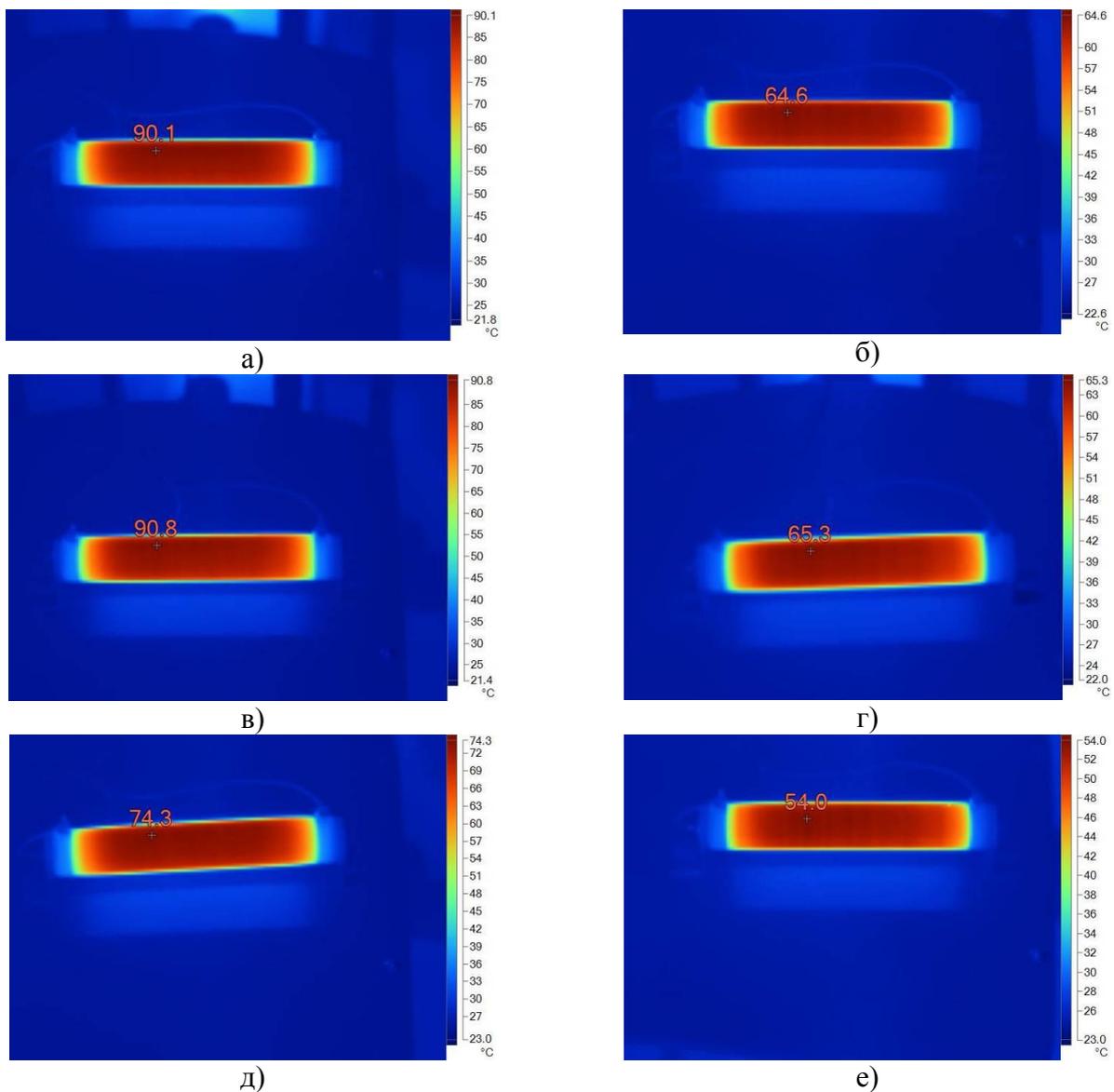


Рис. 5. Термограммы тормозного резистора для различных комбинаций экспериментальных параметров при работе привода с полной инерционной нагрузкой: а – комбинация С-3; б – комбинация Л-3; в – комбинация С-4; г – комбинация Л-4; д – комбинация С-5; е – комбинация Л-5

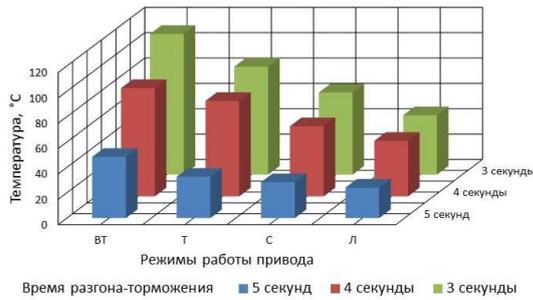
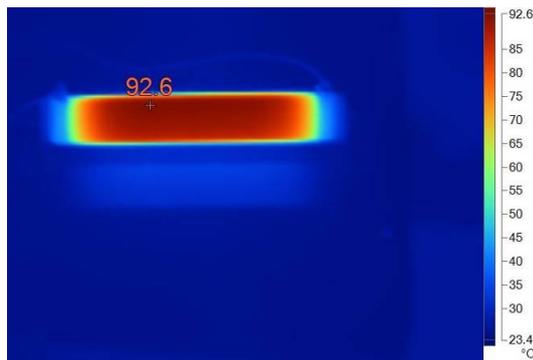
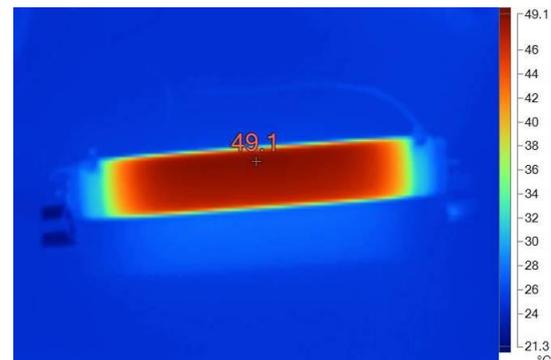


Рис. 6. Диаграмма распределения максимальных температур тормозного резистора при работе механизма без полезной нагрузки

Из диаграмм (рис. 4 и 6) также видно, что разница максимальных температур в комбинациях Т-5 и С-5 минимальна как при работе механизма с полной нагрузкой, так и в порожнем состоянии. Причём данное соотношение характеризуется не только максимальными значениями температур, а наблюдалось при каждом замере в течении всего периода эксперимента. При других комбинациях экспериментальных параметров подобного соотношения не наблюдалось.



а)



б)

Рис. 7. Термограммы тормозного резистора для комбинации параметров (VT-5):
а – при работе механизма с полной инерционной нагрузкой;
б – при работе механизма без полезной нагрузки.

В рамках эксперимента были проведены замеры температуры нагрева корпуса электродвигателя при работе в различных режимах с пуском от преобразователя частоты и непосредственным подключением обмоток во внешнюю питающую сеть. Полученные значения максимальных температур экспериментального цикла показаны на рис. 8. Замеры проводились при работе привода в тяжёлом, среднем, и лёгком режиме с установленным временем разгона-торможения равным 4 с (комбинации параметров Т-4, С-4, Л-4).

Как видно из диаграммы (рис. 9), при подаче тока из внешней питающей сети без применения преобразователя частоты, максимальные температуры нагрева корпуса двигателя для разных режимов работы значительно отличаются. Если параметры питающей сети задаются частотным преобразователем, максимальные температуры корпуса электродвигателя для рассмотренных режимов работы близки по значению и находятся в районе 30°C.

Дополнительно проводились измерения температуры корпуса электродвигателя при непрерывной работе в течении 10 мин. на номинальной частоте вращения, обеспечиваемой естественной характеристикой, а также на пониженной частоте вращения, получаемой снижением частоты питающего напряжения частотным преобразователем. В первом случае температура корпуса выросла на 3,1°C, во втором – на 2,2°C.

Проведённый эксперимент наглядно демонстрирует влияние настроек системы управления (времени разгона-торможения, задаваемого с помощью преобразователя частоты) на эксплуатационные характеристики привода. Полученный результат позволяет говорить о правильности настройки системы управления с частотным преобразователем, как о важном факторе, определяющем величину динамических нагрузок, действующих на несущую металлоконструкцию тележки, безопасность работы грузоподъемной машины, а также долговечность отдельных узлов привода и системы управления.

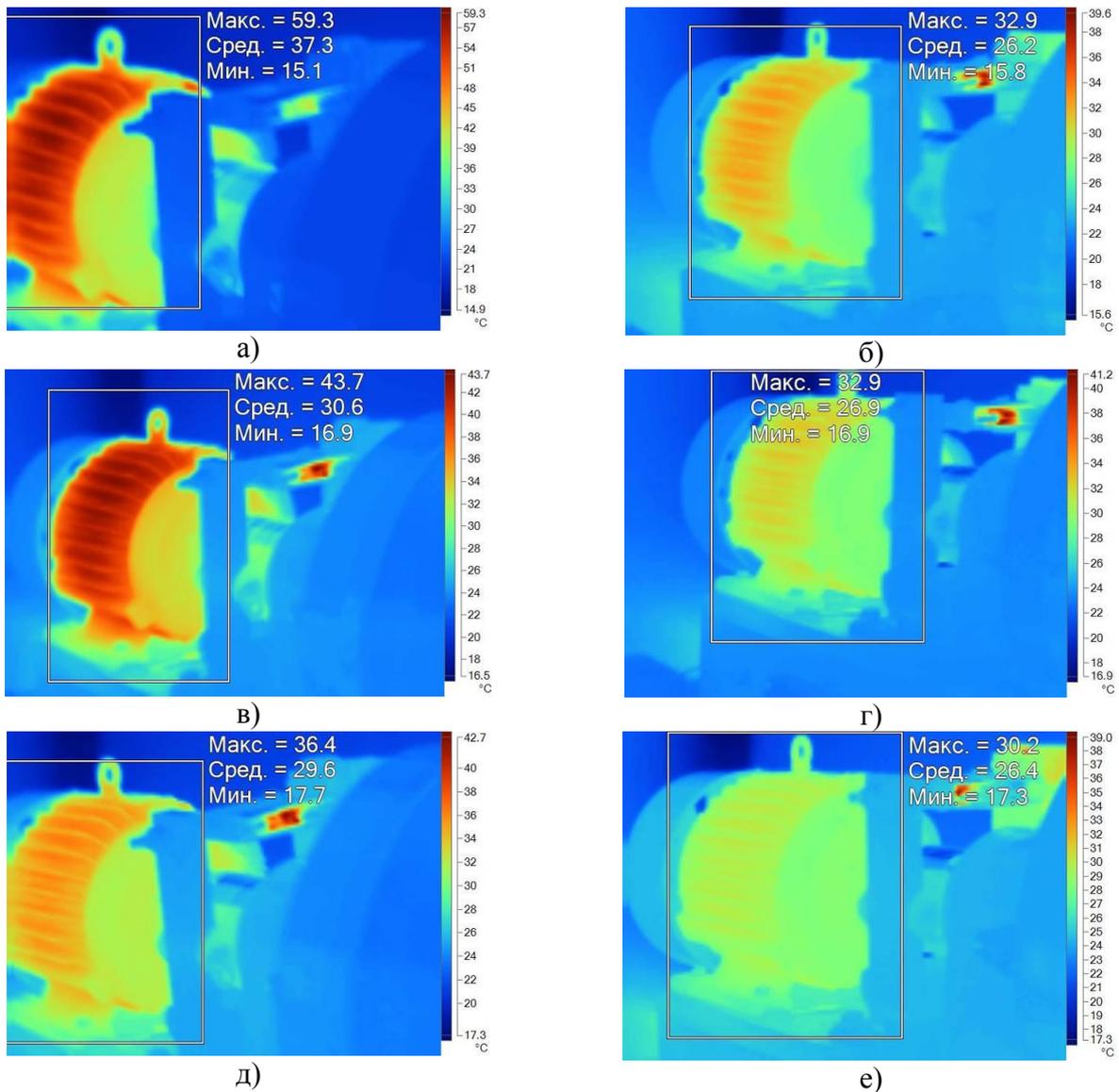


Рис. 8. Термограммы корпуса электродвигателя при работе привода в различных режимах работы: а – привод работает в тяжелом режиме без преобразователя частоты; б – привод работает в тяжёлом режиме с управлением от преобразователя частоты; в – привод работает в среднем режиме без преобразователя частоты; г – привод работает в среднем режиме с управлением от преобразователя частоты; д – привод работает в лёгком режиме без преобразователя частоты; е – привод работает в лёгком режиме с управлением от преобразователя частоты

Последовательность расчёта, приведённая в ГОСТ 32579.1-2013 и других нормативных документах, не отражает влияние настройки системы управления на действующие динамические нагрузки. Разные параметры настройки системы управления механизмом могут приводить к повышению динамической составляющей действующей нагрузки даже в системах с бесступенчатым плавным регулированием скорости. В этом случае эксплуатационные преимущества подобных систем сводятся к минимуму, а значения выбранных коэффициентов динамич-

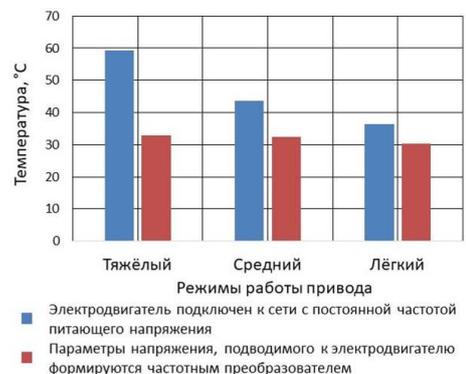


Рис. 9. Диаграмма максимальных температур корпуса электродвигателя при работе привода в различных режимах

ности не соответствуют реальному уровню нагруженности грузоподъемной машины.

В рамках создания методики проектирования крановых тележек на основе универсальной компоновочной схемы их металлоконструкции выделяются два возможных пути решения данной проблемы:

1) выбор максимально жестких динамических коэффициентов в рамках принимаемых комбинаций нагрузок без учета типа системы управления;

2) проведение подробного комплексного проектирования механизмов крана, расположенных на грузовой тележке, с анализом их динамических характеристик с целью подбора не только типоразмера системы управления, но и подготовки рекомендаций по настройке временных параметров данной системы с учетом режима работы (уровня нагрева, установления необходимости применения дополнительных устройств для отвода тепла).

Дополнительно для обеспечения правильной работы системы управления с учетом анализа данных описанного эксперимента должны быть выполнены следующие условия:

1. Технические параметры элементов системы управления должны обеспечивать бесперебойную работу грузоподъемной машины в наиболее тяжёлом режиме из возможных. Это позволит избежать возникновения критических перегрузок при разгоне и торможении механизмов. В противном случае перегрузки по току могут возникать даже в тех системах, где все элементы полностью соответствуют друг другу по мощности, что было продемонстрировано в рамках проведенного эксперимента.

2. Настройка системы управления должна производиться на время неустановившегося движения, при котором динамические нагрузки, возникающие в элементах грузоподъемных машин, будут иметь минимальное значение. С другой стороны, длительность рабочего цикла с учётом выбранного времени неустановившегося движения, должна обеспечивать требуемую производительность работы (технологические ограничения). Оптимальное время неустановивше-

гося движения может определяться исходя из результатов численного моделирования работы механизма. При этом в качестве ограничения необходимо использовать тепловые характеристики элементов применяемых систем управления (в частности, тормозных резисторов) с учетом режима работы крана.

Список литературы

1. Гончаров, К.А. Модульная металлоконструкция рамы грузовой тележки крана мостового типа / К.А. Гончаров, И.А. Денисов // Научное обозрение. – 2017. – №16 – С. 13-16.

2. Гончаров, К.А. Подход к проектированию опорных тележек кранов общего назначения мостового типа с учётом универсальной компоновочной схемы их металлоконструкции / К.А. Гончаров, И.А. Денисов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2017. – №3 – С. 43-49.

3. Гончаров, К.А. Универсальная компоновочная схема металлоконструкции грузовой тележки крана мостового типа / К.А. Гончаров, И.А. Денисов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. – №1 – С. 60-66.

4. Лагереv, А.В. Нагруженность подъёмно-транспортной техники / А.В. Лагереv. – Брянск: БГТУ, 2010. – 180 с.

5. Певзнер, Е.М. Электропривод грузоподъёмных кранов / Е.М. Певзнер, Е.В. Попов, М.И. Аксеноv, Г.Б. Онищенко. – Москва: Россельхозакадемия, 2006. – 168 с.

Об авторах

Гончаров Кирилл Александрович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подъёмно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», ptm_bstu@mail.ru.

Денисов Илья Александрович – аспирант кафедры «Подъёмно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», ilia.denisow@yandex.ru.

INVESTIGATIVE STUDY OF HOISTING MACHINE LOADING WHEN USING FREQUENCY CONVERTER CONTROLLING SYSTEMS

Goncharov K.A., Denisov I.A.

Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

The paper deals with the impact of the controlling system adjustment on the level of the dynamic loads operating on the hoisting machine parts during the period of the non-steady motion. The impact of the operating regime of the hoisting machine generalized mechanism on the consistency of operation and the variation of the parameters of the mechanism controlling system with the electric drive and frequency converter is experimentally shown. The procedure of the experiment is described; there are given the comparative results of the variation of the mechanism performance when it works using the controlling system with the frequency converter and brake resistor, and without it, when working on the natural parameters. There are conclusions about adequacy of the normative method for the dynamic coefficient option, determining the loading of the hoisting machine metalware, and in case of occurrence of adjustment errors in the frequency converter controlling system.

Key words: drive, controlling system, frequency converter, brake resistor, load trolley, operating regime of the mechanism, hoisting machine.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-31-39

References

1. Goncharov K.A., Denisov I.A. Modular metal structure of the frame of the jib crab of the bridge crane. *Nauchnoe obozrenie*, 2017, No. 16, pp. 13-16. (In Russian)

2. Goncharov K.A., Denisov I.A. Approach to support truck design for general purpose cranes of bridge type taking into account universal layout diagram of their metal structure. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2017, No. 3, pp. 43-49. DOI:10.12737/article_59b11cbd491971.92745634 (In Russian)

3. Goncharov K.A., Denisov I.A. Multipurpose layout drawing of metalware of bridge crane load trolley. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.1, pp. 60-66. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-01-60-66. (In Russian)

4. Lagerev A.V. *Nagruzhennost podyemno-transportnoy tekhniki* [Loading of lifting-transport equipment]. Bryansk, BGTU, 2010. 180 p. (In Russian)

5. Pevzner E.M., Popov E.V., Aksenov M.I. Onishchenko G.B. *Elektroprivod gruzopodemykh kranov* [Electric drive of load-lifting cranes]. Moscow, Rosselkhozakademiya, 2006. 168 p. (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, ptm_bstu@mail.ru.

Iliya A. Denisov – postgraduate student of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, ilia.denisov@yandex.ru.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
10.03.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.03.2018



УДК 539.3 (621.878)

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ КОМБИНИРОВАННОЙ НОЖЕВОЙ СИСТЕМЫ СКРЕПЕРА

Нилов В.А.¹, Федоров Е.В.²

¹ - Воронежский государственный технический университет (Воронеж, Россия)

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

В работе рассмотрены вопросы исследования металлоконструкции комбинированной ножевой системы скрепера. Установлена необходимость усиления металлоконструкций совкового режущего органа комбинированной ножевой системы и введение в конструкцию быстродействующего устройства для её закрепления к подножевой плите на время разработки грунта.

Ключевые слова: скрепер, металлоконструкция, совковый режущий орган, деформация.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-40-47

В работах [1, 2] обоснована целесообразность применения комбинированной ножевой системы для скреперов. Преимущества такой ножевой системы заключаются в уменьшенной энергоёмкости разработки грунта и высокой технологичности выполнения скреперных работ. Особенность конструкции заключается в совмещении совкового режущего органа с конструкцией передней заслонки ковша скрепера (рис. 1). Такое конструктивное решение требует исследования металлоконструкций передней заслонки скрепера, поскольку серийная конструкция не проектировалась для восприятия усилий копания.

Для выполнения соответствующих расчетных работ теорией расчета скреперов [3] предусмотрены следующие расчетные положения:

1. Опускание передней заслонки для случая, когда между подножевой плитой и нижней кромкой заслонки попадает твердый недробимый предмет, препятствующий её полному закрыванию.

2. Рассматриваются силы, действующие на прицепной скрепер при наборе грунта под уклон и без толкача. Ковш заполнен грунтом на 80 %, на скрепер действует максимальное тяговое усилие трактора T_1 с учетом проекции веса трактора на направление движения (ковш выглубляют).

3. Рассматривается заполнение ковша на горизонтальной поверхности при максимальном возрастании интенсивности сопротивления на рабочем органе, когда ковш полностью заполнен грунтом, тягач реализует максимальное тяговое усилие по сцепле-

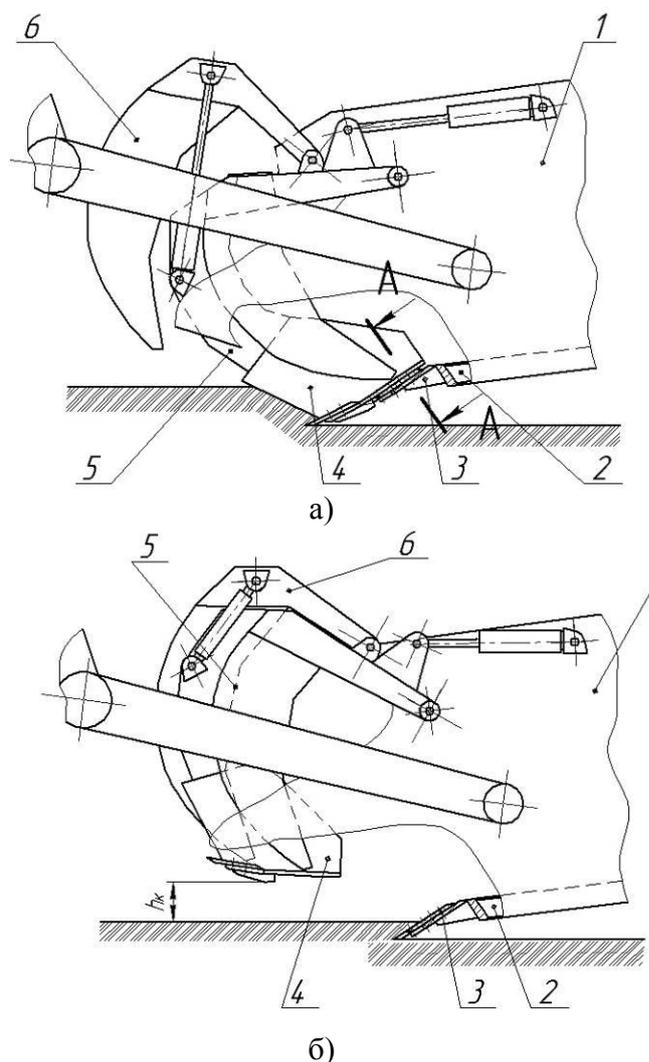


Рис. 1. Комбинированная ножевая система скрепера: а – копание совковым режущим органом; б – копание полной шириной ковша (1 – ковш скрепера; 2 – днище ковша; 3 – ножевая система ковша; 4 – совковый режущий орган; 5 – передняя заслонка скрепера; 6 – дополнительная заслонка)

нию, возникают динамические нагрузки, приложенные к прицепному устройству (от тягача) и в центре масс скрепера, на горизонтальной поверхности ковш заглубляют в грунт с максимальной скоростью.

Все три расчетных случая необходимы для исследования металлоконструкций комбинированной ножевой системы, а первый – только для серийных стандартных передних заслонок, которые не нагружены усилием копания.

Исследования выполнены для прицепного скрепера ДЗ-111 к гусеничному трактору Т-4АП2. Исходные данные для расчета приведены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные

№ п/п	Параметры	Величина
1	Сцепной вес трактора, кН	80
2	Коэффициент сцепления	0,95
3	Вес скрепера порожний, кН	44,25
4	Вместимость ковша скрепера, м ³	4,5
5	Сила тяги трактора по двигателю, кН	60
6	Угол резания, град	32
7	Ширина резания ковша, м	2,43
8	Ширина резания совковым режущим органом, м	1,45
Первое расчетное положение		
9	Максимальное усилие одного гидроцилиндра, кН	94,2
Второе расчетное положение		
10	Усилие копания P_1 , кН	74,4
11	Вертикальное усилие на ноже P_2 , кН (выглубление)	37,2
Третье расчетное положение		
12	Усилие копания P_1 , кН	83,5
13	Вертикальное усилие на ноже P_2 , кН (заглубление)	10,9

Расчеты металлоконструкции выполнены в редакторе «Компас» методом конечных элементов (прочностной анализ АПМ FEM). В качестве материала принята сталь 20 ГОСТ 1050-88 с пределом текучести 232 МПа.

На рис. 2 и 3 показаны 3D-модели серийной передней заслонки и комбинированной ножевой системы. Комбинированная ноже-

вая система имеет значительный вырез в передней заслонке, что, безусловно, её ослабляет. Кроме того, для должного восприятия усилий копания выполнено усиление совкового режущего органа. Поэтому совковый режущий орган, вмонтированный в серийную переднюю заслонку, имеет усиление, как в задней части сверху наклонной пластиной с поперечным ребром, так и в передней – снизу, наклонным поперечным ребром с козырьками (рис. 4).

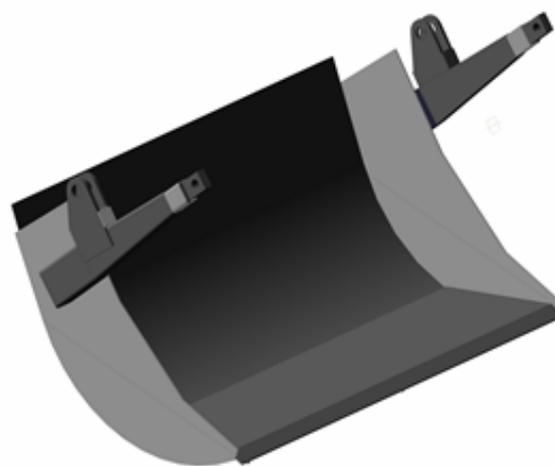


Рис. 2. 3D-модель серийной передней заслонки

На рис. 5 показаны эквивалентные напряжения и перемещения для стандартной передней заслонки в первом расчетном положении (при попадании недробимого предмета между заслонкой и подножевой плитой). На рис. 6 – тоже для комбинированной ножевой системы.

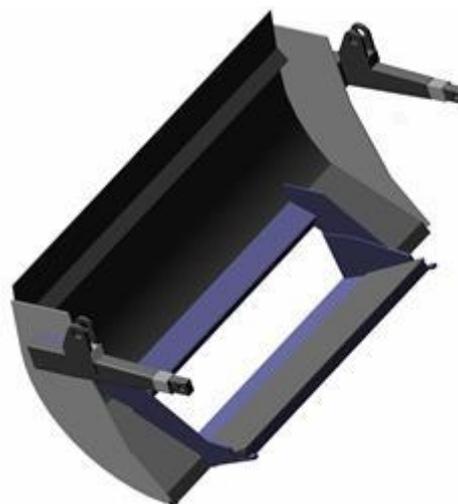


Рис. 3. 3D-модель комбинированной ножевой системы

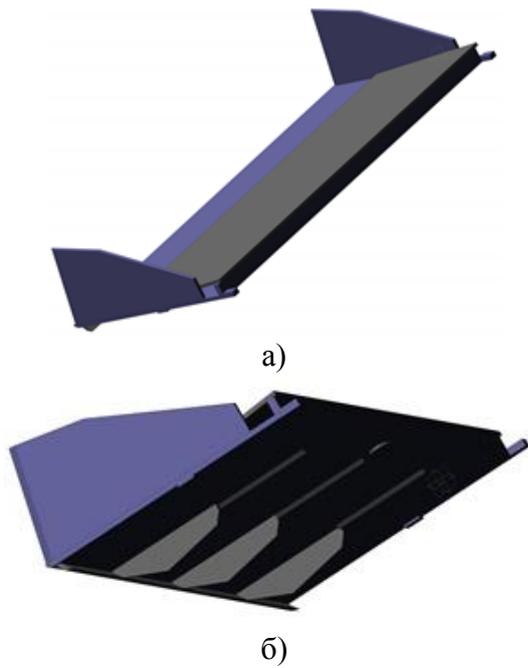


Рис. 4. 3D-модель совкового режущего органа:
а) усиление сверху; б) усиление снизу

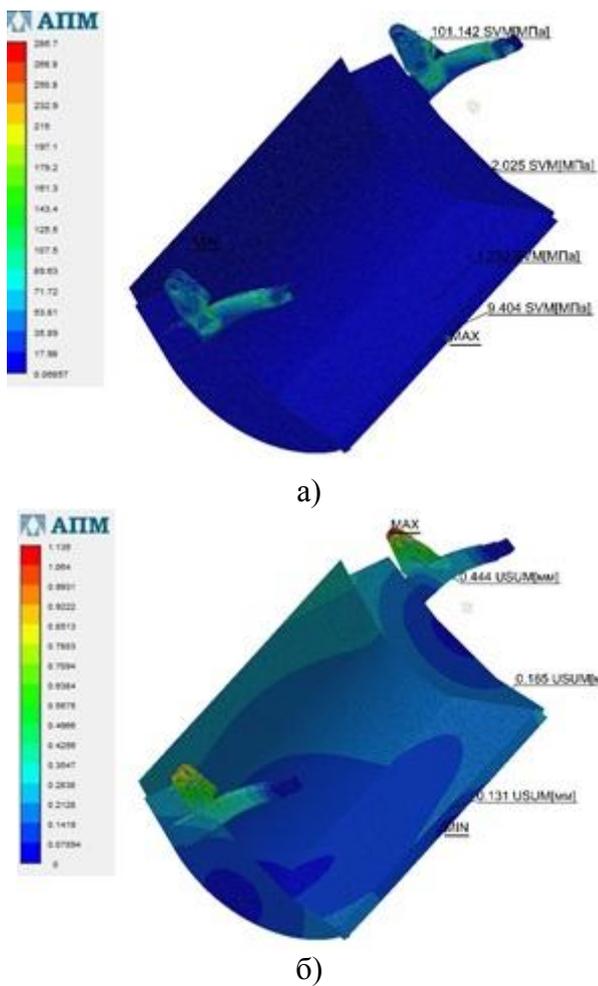


Рис. 5. Первое расчетное положение для стандартной передней заслонки:
а – эквивалентные напряжения;
б – перемещения

Из полученных данных (рис. 5) видно, что для серийной передней заслонки напряжения и перемещения в зоне недробимого препятствия находятся в допустимых пределах, а коэффициент запаса по текучести составляет 9,3. Для сравнения: перемещения в балках крепления передней заслонки к ковшу составляют 0,44 мм при коэффициенте запаса по пределу текучести 2,9.

Аналогичные показатели для комбинированной ножевой системы (рис. 6) за счет увеличения жесткости задней части совкового режущего органа меньше и составляют: эквивалентные напряжения 2...4 МПа, перемещения 0,015...0,032 мм при коэффициенте запаса по пределу текучести 62...67. Параметры деформации балок крепления к ковшу практически не изменились и составляют

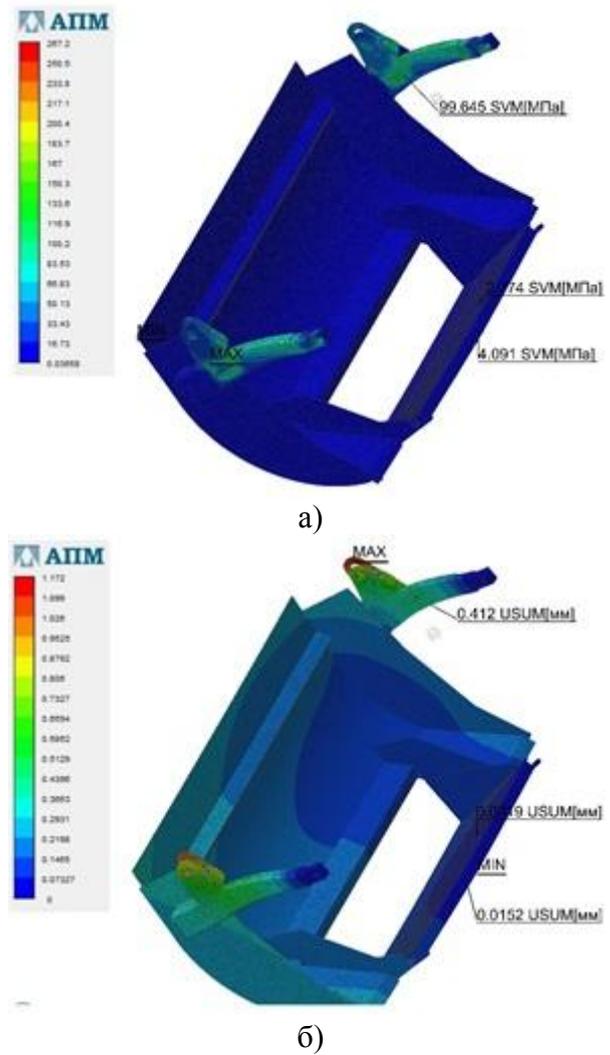


Рис. 6. Первое расчетное положение для комбинированной ножевой системы:
а – эквивалентные напряжения;
б – перемещения

0,412 мм при коэффициенте запаса по пределу текучести 2,9.

Поэтому можно утверждать, что проведенное усиление задней части совкового режущего органа (рис. 4, а) улучшает условия работы комбинированной ножевой системы в первом расчетном положении.

При расчете металлоконструкций большее значение имеет не только система приложенных сил и их величина, но также и условия закрепления. Поэтому последовательно рассмотрим их. На рис. 7 приведены параметры нагружения комбинированной ножевой системы во втором расчетном положении (выглубление ковша) при её закреплении в шарнирах крепления к ковшу и шарнирах присоединения гидроцилиндров (гидроцилиндры заперты и касание совкового режущего органа с подножевой плитой отсутствует). В этом случае эквивалентные напряжения на кромке ножей составляют 23,5...21,5 МПа при перемещениях 3,6...2,9 мм при коэффициенте запаса по пределу текучести 9,2...9,4.

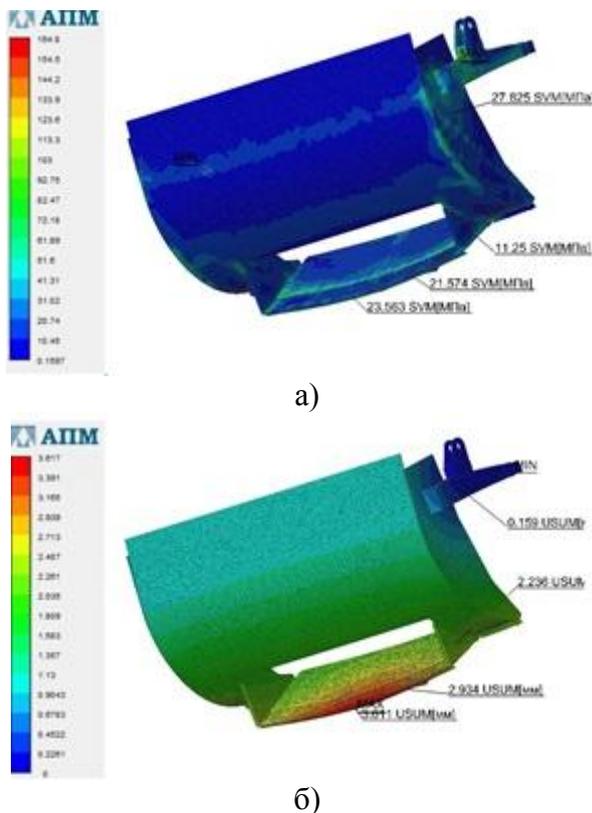


Рис. 7. Второе расчетное положение для комбинированной ножевой системы закрепление в шарнирах балок и гидроцилиндров: а – эквивалентные напряжения; б – перемещения

Усилия, возникающие при копании совковым режущим органом, необходимо сразу передать на подножевую плиту ковша. Если этого не предпринять, то они вызывают значительные напряжения и деформацию ножей совкового режущего органа (рис. 7). Аналогичная работа выполнена при исследовании конструкции роторно-наклонного механизма манипулятора [4]. С этой целью на кафедре «Строительной техники и инженерной механики» Воронежского государственного технического университета разработано быстродействующее устройство для закрепления совкового режущего органа к подножевой плите на время копания. Результаты такого закрепления приведены на рис. 8. Закрепление комбинированной ножевой системы к подножевой плите на время копания уменьшило эквивалентные напряжения в зоне ножей до 17,7...21,9 МПа, перемещения до 1,8...2,49 мм, а коэффициент запаса по пределу текучести повысился до 4,8...13,7.

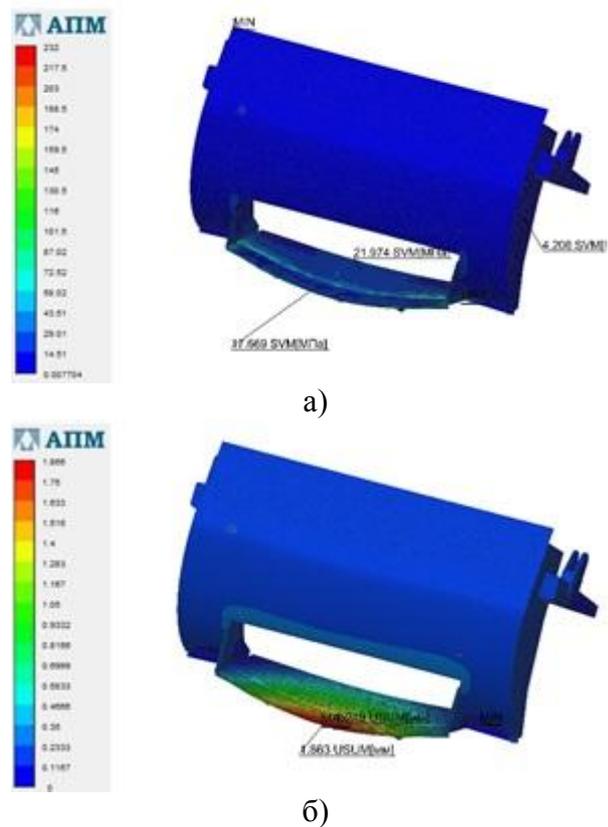


Рис. 8. Второе расчетное положение для комбинированной ножевой системы, закрепление в шарнирах балок и 4-х точках к подножевой плите, гидроцилиндры находятся в плавающем положении: а – эквивалентные напряжения; б – перемещения

Полученные показатели не следует считать достаточными, поэтому для уменьшения деформаций режущей части комбинированной ножевой системы была доработана её передняя часть (рис. 9). Доработка состояла в увеличении сечения режущей кромки и

придания ей выпуклой формы. Эти конструктивные изменения позволили существенно уменьшить величину максимальной деформации при копании, как во втором, так и в третьем расчетных положениях.

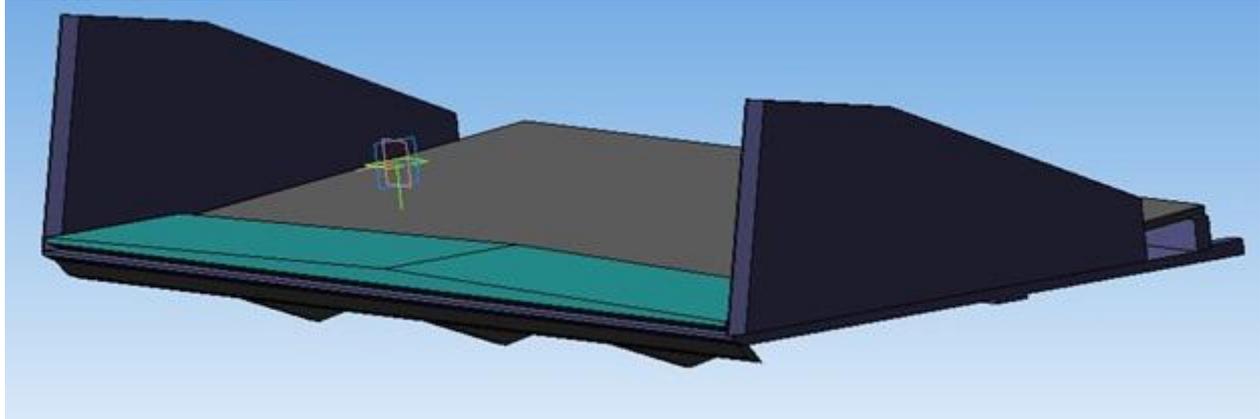


Рис. 9. Усиление конструкция передней части совкового режущего органа

Как видно из данных, приведенных на рис. 10, усиление режущей части позволило значительно уменьшить её нагруженность: эквивалентные напряжения снизились до 14,2...9,37 МПа, перемещения составили всего 0,84...0,85 мм, а коэффициент запаса по пределу текучести возрос до 16,1...15,5.

Третье расчетной положение характеризует процесс заглужения ковша с максимальной интенсивностью и учитывает возникающие при этом динамические нагрузки, при этом вертикальное усилие копания P_2 в зоне ножей направлено вверх, что должно способствовать уменьшению нагруженности режущей кромки комбинированной ножевой системы. Здесь получены наименьшие значения эквивалентных напряжений 10,53...9,34 МПа и перемещений 0,42...0,29 мм (рис. 11), а коэффициент запаса по пределу текучести увеличился до наибольших значений 21,9...66,9.

В табл. 2 приведены параметры нагружения совкового режущего органа комбинированной ножевой системы в различных расчетных положениях и при различном закреплении.

Исследования [5] показали, что комбинированная ножевая система разрабатывает грунт всегда с меньшим углом резания, чем серийный скрепер. Это связано с большим вылетом ножей. Проведенные расчеты подтвердили, что уменьшение угла резания бла-

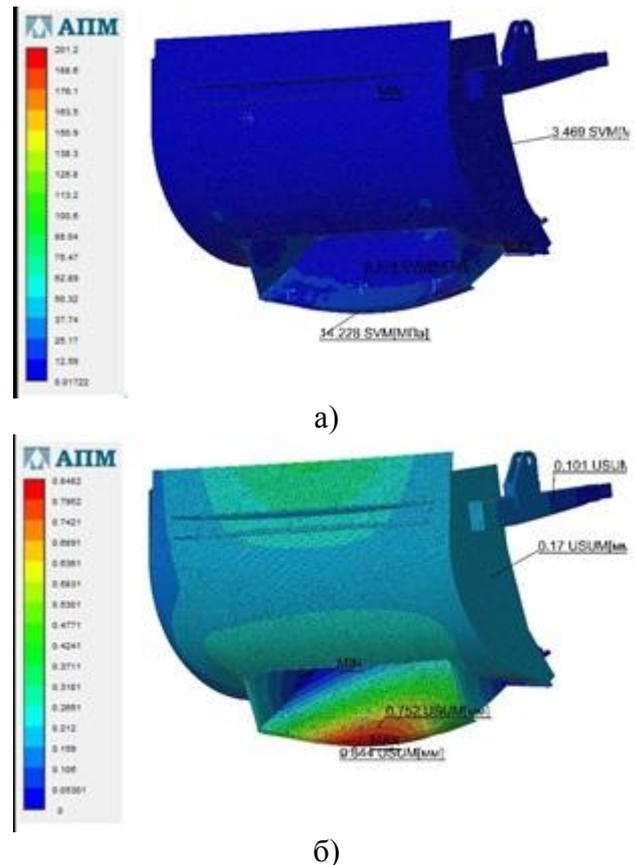


Рис. 10. Второе расчетное положение для комбинированной ножевой системы, закрепление в шарнирах балок и 4-х точках к подножевой плите, гидроцилиндры находятся в плавающем положении: а – эквивалентные напряжения; б – перемещения

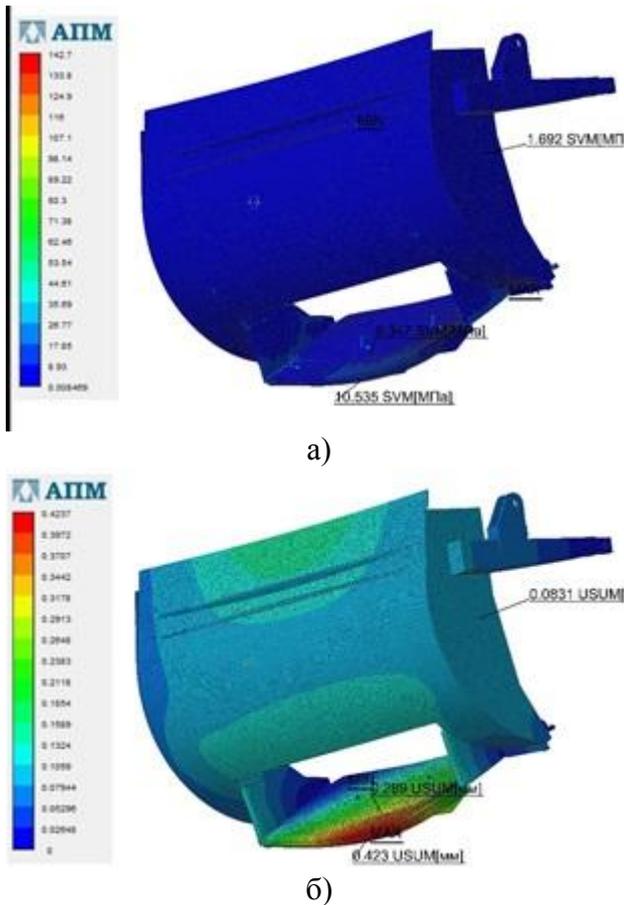


Рис. 11. Третье расчетное положение для комбинированной ножевой системы, закрепление в шарнирах балок и в 4-х точках к подножевой плите, гидроцилиндры в плавающем положении: а – эквивалентные напряжения; б – перемещения

гоприятно сказывается на силовом нагружении ножевой системы. Данные расчеты выполнены для угла резания 32° , а комбинированная ножевая система будет работать при несколько меньших углах резания, что снизит её нагруженность.

Заключение.

Проведенные исследования подтвердили необходимость усиления металлоконструкций совкового режущего органа комбинированной ножевой системы.

Считаем необходимым в целях снижения нагрузок на металлоконструкции передней заслонки ввести в конструкцию комбинированной ножевой системы быстродействующего устройства для её закрепления к подножевой плите на время разработки грунта. Режущую часть комбинированной ножевой системы необходимо усилить как в задней, так и особенно в передней части.

Список литературы

1. Нилов, В.А. Испытания скрепера с комбинированной ножевой системой / В.А. Нилов, Е.В. Федоров // Механизация строительства. – 2015. – № 3. – С. 26-29.
2. Нилов, В.А. Разработка грунта скрепером в условиях свободного резания / В.А. Нилов, Е.В. Федоров // Строительные и дорожные машины. – 2015. – № 12 – С. 14-16.

Таблица 2

Параметры нагружения комбинированной ножевой системы

№ п/п	Особенности закрепления комбинированной ножевой системы	Параметры в зоне ножей		
		SVM, МПа	USUM, мм	Коэффициент запаса
II Расчетное положение, выглубление (P_2 направлена вниз)				
1	Подвешена на шарнирах гидроцилиндра и балок	23,5...21,5	3,6...2,9	9,2...9,4
2	Подвешена на шарнирах балок. Гидроцилиндры в плавающем положении. Закрепление к подножевой плите в 4-х точках	17,6...21,9	1,8...2,49	4,8...13,7
3	Подвешена на шарнирах балок. Гидроцилиндры в плавающем положении. Закрепление к подножевой плите в 4-х точках. Ножи усилены сверху	14,22...9,37	0,84...0,75	16,1...15,5
III Расчетное положение, заглубление (P_2 направлена вверх)				
4	Подвешена на шарнирах балок. Гидроцилиндры в плавающем положении. Закрепление к подножевой плите в 4-х точках. Ножи усилены сверху	10,53...9,34	0,42...0,29	21,9...66,9

3. Артемьев, К.А. Теория и расчет скреперов и скреперных агрегатов / К.А. Артемьев, В.А. Борисенков. – Воронеж: Изд-во Воронежского университета, 1996. – 344 с.

4. Нилов, В.А. Моделирование конструкции роторно-наклонного механизма / В.А. Нилов, А.В. Демидов, Р.А. Жилин // Механизация строительства. – 2016. – № 12. – С. 28-31.

5. Нилов, В.А. Комбинированная ножевая система скрепера / В.А. Нилов, Е.В. Федоров // Строительные и дорожные машины. – 2015. – № 4 – С. 13-15.

Сведения об авторах

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

Федоров Евгений Владимирович – кандидат технических наук, преподаватель ФГК ВОУ ВПО «Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)», geka.fv@mail.ru.

INVESTIGATION OF COMBINED METAL STRUCTURES OF SCRAPER KNIFE SYSTEMS

Nilov V.A.¹, Fedorov E V.²

¹ - Voronezh State Technical University (Voronezh, Russian Federation)

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

The paper considers the research of steel structures of a combined knife system of a scraper. The necessity of reinforcing the metal structures of the scoop cutting organ of the combined knife system and the introduction of a high-speed device into its construction for fixing it to the foot plate during the development of the soil are established.

Key words: scraper, metalwork, scoop cutting organ, deformation.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-40-47

References

1. Nilov V.A., Fedorov E.V. *Ispytaniya skrepera s kombinirovannoy nozhevoy sistemoy* [Tests of a scraper with a combined knife system]. *Mekhanizatsiya stroitelstva*, 2015, No.3, pp. 26-29. (In Russian)

2. Nilov V.A., Fedorov E.V. *Razrabotka grunta skreperom v usloviyakh svobodnogo rezaniya* [Development of a soil with a scraper in conditions of free cutting]. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, - 2015. - No. 12 - p. 14-19. (In Russian)

3. Artemiev K.A., Borisenkov V.A. *Teoriya i raschet skreperov i skrepernykh agregatov* [Theory and calculation of scrapers and

scrapers]. Voronezh, Izdatelstvo Voronezhskogo gosudarstvennogo universiteta, 1996. 344 p. (In Russian)

4. Nilov V.A., Demidov A.V., Zhilin R.A. *Modelirovanie konstruksii rotorno-naklonnogo mekhanizma* [Modeling the design of the rotary-inclined mechanism]. *Mekhanizatsiya stroitelstva*, 2016, No.12, pp. 28-31. (In Russian)

5. Nilov V.A., Fedorov E.V. *Kombinirovannaya nozhevaya sistema skrepera* [Combined knife system of a scraper]. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2015, No.4, pp. 13-15. (In Russian)

Authors' information

Vladimir A. Nilov - Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor at Voronezh state technical University, *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*.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
08.12.2017

Дата публикации
(Date of publication):
25.03.2018



УДК 625.144.6

ЭЛЕМЕНТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОБРАЗОВАНИЯ СФЕРИЧЕСКОГО РАБОЧЕГО ПРОСТРАНСТВА МАНИПУЛЯТОРНЫМИ МАШИНАМИ

Платонов А.А.

Ростовский государственный университет путей сообщения (Ростов-на-Дону, Россия)

В настоящее время ОАО «РЖД» формирует согласованную политику в области обеспечения безопасности и надёжности перевозочного процесса. При этом одной из актуальных является проблема удаления нежелательной древесно-кустарниковой растительности в полосе отвода железных дорог. Для повышения производительности труда и качества очистки полосы отвода применяются рабочие органы, агрегируемые с транспортными средствами, снабжёнными манипуляторными установками. В статье рассматриваются вопросы моделирования сферического рабочего пространства манипуляторных машин в полосе отвода железных дорог с учётом разделения фактического объёма данного пространства на ряд зон. Приведены схемы формирования и ограничения рабочего пространства малозвенного манипулятора с роторным рабочим органом. Сделан вывод о перспективах получения с учётом приведённых элементов математической модели ряда важнейших практических рекомендаций для системы машин, обладающих определёнными общими свойствами.

Ключевые слова: железная дорога, полоса отвода, нежелательная растительность, моделирование.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-48-55

В настоящее время для железных дорог России и мира продолжает оставаться актуальной проблема борьбы с нежелательной древесно-кустарниковой растительностью в полосе отвода железных дорог [1].

Среди существующих методов управления ростом нежелательной древесно-кустарниковой растительности, применение которых на полосе отвода по отдельности или в совокупности зависит от целого ряда факторов, старейшим и традиционным является механический метод [2]. При таком методе удаление надземной части нежелательной древесно-кустарниковой растительности производится её вырезанием рабочими органами, расположенными, например, на конце стрелы-манипулятора транспортного средства [3, 4].

При установке манипулятора с рабочим оборудованием на транспортном средстве и приведении его в действие для удаления с его помощью с полосы отвода железных дорог нежелательной древесно-кустарниковой растительности будет формироваться некоторая зона действия манипулятора, определяемая его кинематической схемой [5, 6].

В общем случае рабочее пространство манипулятора с закреплённым на его конце рабочим органом можно представить в виде сферы, центр которой совпадает с центром вращения поворотной платформы манипулятора (рис. 1).

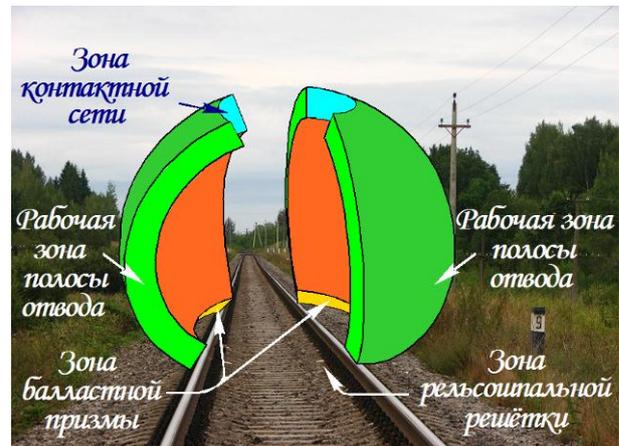


Рис. 1. Сферическое рабочее пространство манипуляторных машин в полосе отвода железных дорог

При моделировании фактического объёма сферического рабочего пространства манипуляторных машин в полосе отвода железных дорог отдельное внимание следует уделить части данного объёма, находящегося в так называемой «зоне контактной сети» $V_{\text{конт}}$. Данная зона определяется углом сектора, расположенного над рельсошпальной решёткой в зоне контактной сети электрифицированных железных дорог [7], и ввиду фактического отсутствия в ней нежелательной растительности, а также конструктивных ограничений по углу подъёма стрелы манипулятора, объём рассматриваемой зоны не

включается в фактический объём сферического рабочего пространства.

Часть объёма сферического рабочего пространства $V_{\text{конт}}$, находящегося в зоне контактной сети, определим как объём шарового сектора (рис. 2, а) с учётом максимального угла подъёма манипулятора $\varphi_{\text{max мн}}$ и приращения данного угла $\Delta\varphi_{\text{max мн}}$.

Суммарный предельный угол $\varphi_{\text{max мн}} + \Delta\varphi_{\text{max мн}}$, определяющий крайнее положение характерной точки рабочего оборудования (рис. 3), связан с углом ограничения подъёма манипулятора φ'_∂ следующим образом:

$$\sin(\varphi_{\text{max мн}} + \Delta\varphi_{\text{max мн}}) = \cos \frac{\varphi'_\partial}{2}.$$

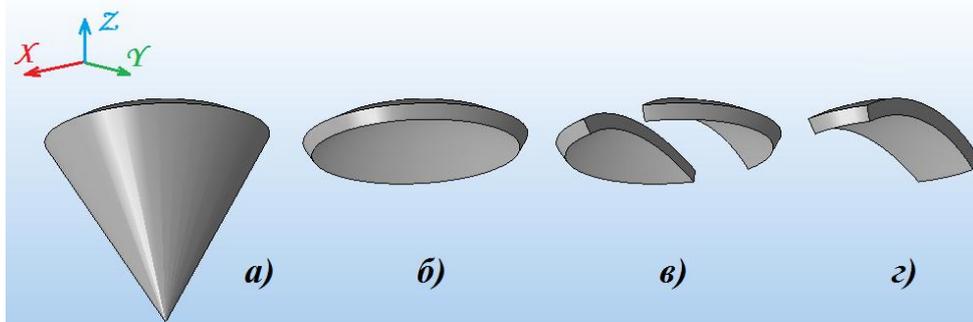


Рис. 2. Моделирование объёма сферического рабочего пространства, находящегося в зоне контактной сети

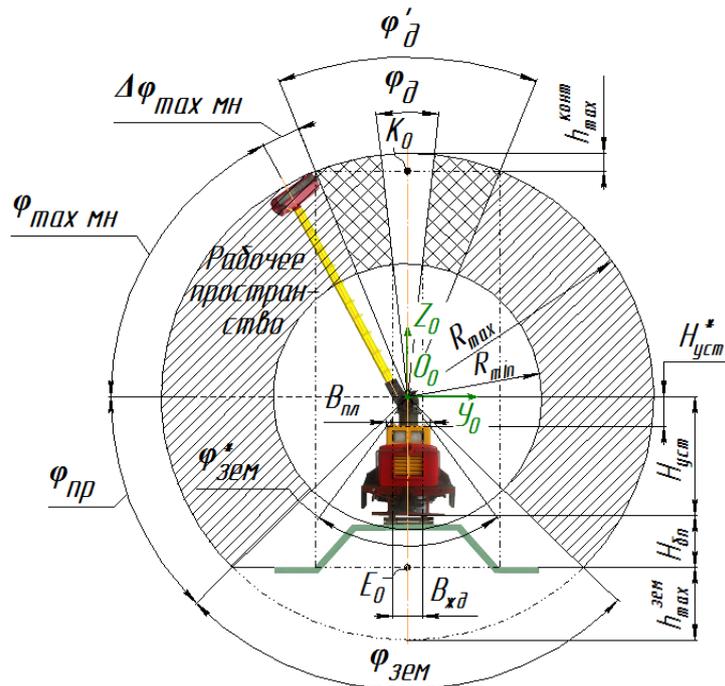


Рис. 3. Схема ограничений сферического рабочего пространства манипуляторных машин в полосе отвода железных дорог

Максимальный объём сектора контактной сети определится как

$$V_{\text{max}}^{\text{конт}} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot R_{\text{max}}^2 \cdot h_{\text{max}}^{\text{конт}}.$$

Для определения высоты сегмента максимального сектора контактной сети $h_{\text{max}}^{\text{конт}}$ выразим угол φ'_∂ как

$$\cos \frac{\varphi'_\partial}{2} = \frac{O_0 K_0}{R_{\text{max}}}.$$

Откуда $O_0K_0 = R_{\max} \cdot \cos \frac{\varphi'_d}{2}$. Тогда

$$h_{\max}^{\text{конт}} = R_{\max} - O_0K_0 = \\ = R_{\max} - R_{\max} \cdot \cos \frac{\varphi'_d}{2} = R_{\max} \cdot \left(1 - \cos \frac{\varphi'_d}{2}\right).$$

С учётом вышеизложенного, максимальный объём сектора контактной сети:

$$V_{\max}^{\text{конт}} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot R_{\max}^2 \cdot h_{\max}^{\text{конт}} = \\ = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot R_{\max}^2 \cdot R_{\max} \cdot \left(1 - \cos \frac{\varphi'_d}{2}\right).$$

Для определения параметра $\cos \frac{\varphi'_d}{2}$ как функции изменения угла $\Delta \varphi_{\max \text{ мн}}$ примем во внимание, что в общем случае динамическая ширина захвата роторного рабочего органа $B_{\text{раб}}^*$, определяющая положение характерной точки в плоскости $Y_2O_2Z_2$ (рис. 4), будет равна:

$$B_{\text{раб}}^* = \frac{B_{\text{раб}}}{2} \cdot \cos \Theta_3.$$

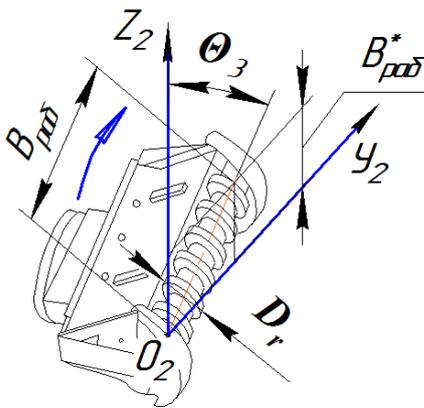


Рис. 4. Схема динамического изменения ширины захвата роторного рабочего органа

При угле поворота рабочего оборудования вокруг его оси $\Theta_3 = 0^0$ динамическая ширина захвата роторного рабочего органа $B_{\text{раб}}^* = B_{\text{раб}} / 2$. С учётом того, что

$$\sin \Delta \varphi_{\max \text{ мн}} = \frac{B_{\text{раб}}^*}{R_{\max}}$$

и

$$V_{\text{конт}}' = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot \left(1 - \frac{\varphi_{\max \text{ мн}} + \Delta \varphi_{\max \text{ мн}}}{90}\right) \cdot \sin \frac{\varphi_d}{2} \cdot (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) =$$

$$\frac{\varphi'_d}{2} = 90 - \varphi_{\max \text{ мн}} - \Delta \varphi_{\max \text{ мн}},$$

получаем

$$\frac{\varphi'_d}{2} = 90 - \varphi_{\max \text{ мн}} - \arcsin \frac{B_{\text{раб}}}{2 \cdot R_{\max}},$$

где $\varphi_{\max \text{ мн}}$ – максимальный угол подъёма манипулятора, указываемый в технической характеристике манипулятора; R_{\max} – максимальный радиус работы характерной точки рабочего органа.

Тогда

$$V_{\max}^{\text{конт}} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot R_{\max}^3 \times \\ \times \left(1 - \cos \left(90 - \varphi_{\max \text{ мн}} - \arcsin \frac{B_{\text{раб}}}{2 \cdot R_{\max}}\right)\right).$$

Аналогично, высота сегмента минимального сектора контактной сети:

$$h_{\min}^{\text{конт}} = R_{\min} - R_{\min} \cdot \cos \frac{\varphi'_d}{2} = R_{\min} \cdot \left(1 - \cos \frac{\varphi'_d}{2}\right).$$

Тогда минимальный объём сектора контактной сети:

$$V_{\min}^{\text{конт}} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot R_{\min}^3 \times \\ \times \left(1 - \cos \left(90 - \varphi_{\max \text{ мн}} - \arcsin \frac{B_{\text{раб}}}{2 \cdot R_{\max}}\right)\right).$$

Кроме угла ограничения подъёма манипулятора φ'_d при определении величины $V_{\text{конт}}$ (а фактически, его части; рис. 2, б) необходимо учесть, что в данный объём не должна входить часть сферического рабочего пространства, расположенного в зоне рельсошпальной решётки (рис. 2, в). Таким образом, часть объёма сферического рабочего пространства $V_{\text{конт}}$, находящегося в зоне контактной сети, найдётся как:

$$V_{\text{конт}} = V_{\max}^{\text{конт}} - V_{\min}^{\text{конт}} - V_{\text{конт}}'$$

где часть шарового сектора сферического рабочего пространства $V_{\text{конт}}'$, расположенного в зоне рельсошпальной решётки (рис. 2, г), найдётся как:

$$= \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot \left(1 - \frac{\varphi_{\max_мн} + \arcsin \frac{B_{раб}}{2 \cdot R_{\max}}}{90} \right) \cdot \sin \frac{\varphi_{\delta}}{2} \cdot (R_{\max}^3 - R_{\min}^3).$$

В данном выражении угол дороги φ_{δ} , определяемый точкой пересечения проекции оси симметрии манипулятора с внутренней гранью головки рельса и минимальным радиусом работы R_{\min} , найдётся как:

$$\sin \frac{\varphi_{\delta}}{2} = \frac{B_{жсд} / 2}{R_{\min}} = \frac{B_{жсд}}{2 \cdot R_{\min}},$$

где $B_{жсд}$ – ширина железнодорожной колеи.

С учётом вышеизложенного, после преобразований часть объёма сферического рабочего пространства, находящегося в зоне контактной сети, $V_{конт}$ определится как:

$$V_{конт} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) \times \left(\left(1 - \cos \left(90 - \varphi_{\max_мн} - \arcsin \frac{B_{раб}}{2 \cdot R_{\max}} \right) \right) - \left(1 - \frac{\varphi_{\max_мн} + \arcsin \frac{B_{раб}}{2R_{\max}}}{90} \right) \frac{B_{жсд}}{2R_{\min}} \right).$$

Одним из возможных типов манипуляторов, которые могут быть использованы для удаления нежелательной древесно-кустарниковой растительности с полосы отвода железных дорог, является малозвенный манипулятор (рис. 5, а). Он представляет собой платформу 1 с поворотной стойкой 2 и корпусом 3, внутри которого возвратно-поступательно перемещается шток 4. На конце штока установлено рабочее оборудование 5 (в данном случае – роторный рабочий орган типа «мульчер»). При этом в общем случае роторный рабочий орган будет иметь следующие геометрические размеры (рис. 5, б): $B_{раб}$ (ширина захвата рабочего органа), $H_{раб}$ (высота рабочего оборудования) и $D_{раб}$ (ширина режущей кромки рабочего оборудования, равная в случае установки так называемого роторного «мульчера» диаметру его ротора D_r).

Для определения максимального R_{\max} и минимального R_{\min} радиусов работы характерной точки рабочего органа, установленно-

го на конце вышеприведённого малозвенного манипулятора, составим его кинематическую схему, определяющую фактический объём сферического рабочего пространства $V_{факт}$ в полосе отвода железных дорог (рис. 6).

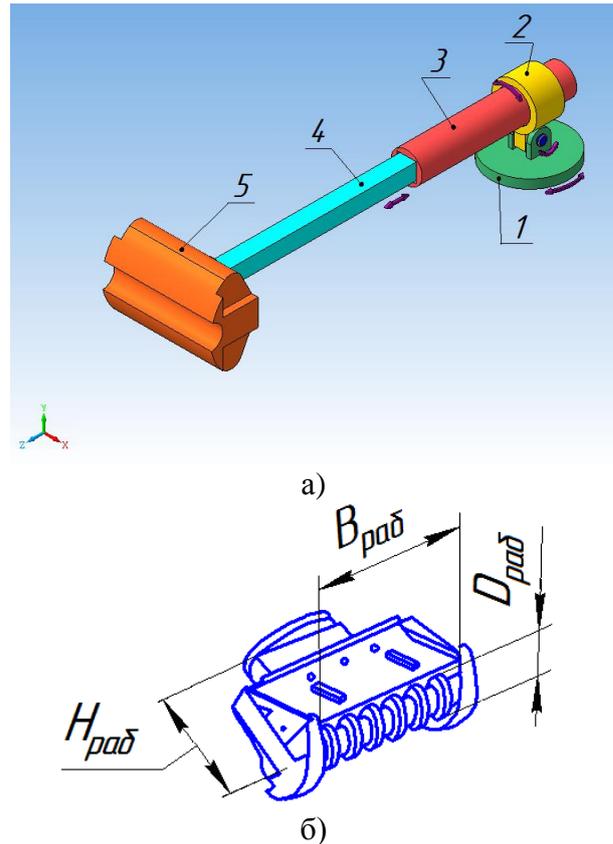


Рис. 5. Малозвенный манипулятор с рабочим оборудованием

На основе анализа данной схемы выявим характерные точки, местоположение которых формирует рабочее пространство манипулятора в полосе отвода железных дорог.

Местоположение любой точки рабочего органа может быть определено с учётом её координат в пространстве относительно базовой системы координат $O_0 X_0 Y_0 Z_0$.

Рабочее пространство, представляющее собой сферу с центром в точке O_1 , определяется местоположением ряда характерных точек роторного рабочего органа, лежащими в плоскости, перпендикулярной оси вращения ротора (при показанном положении рабочего

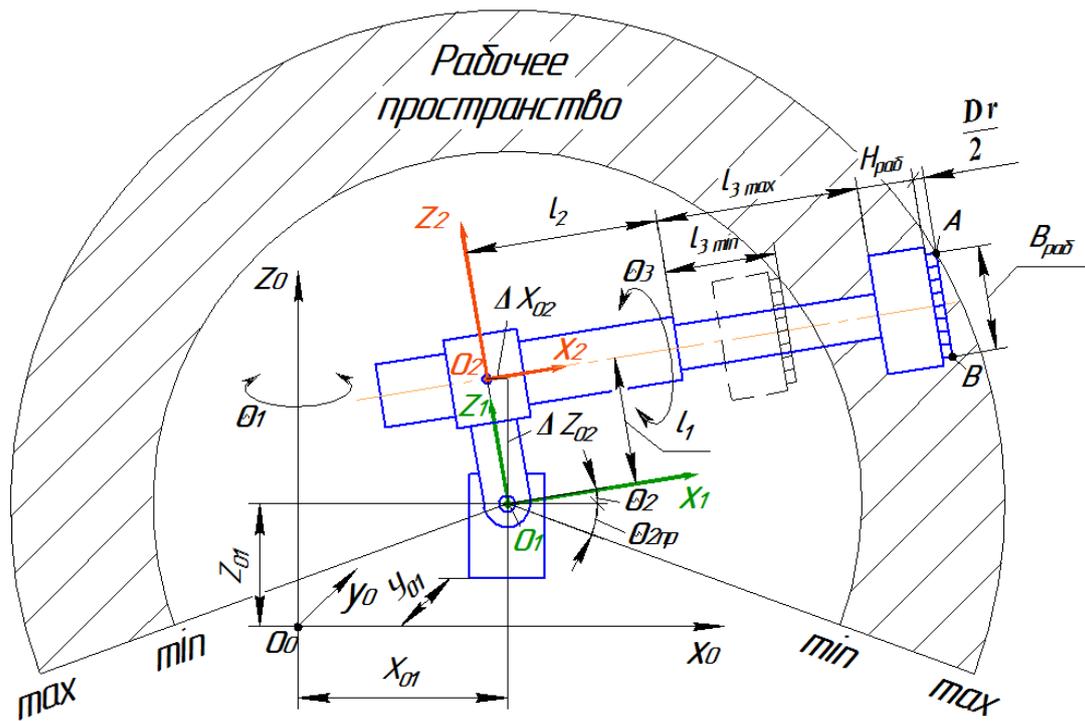


Рис. 6. Схема формирования рабочего пространства манипулятора с роторным рабочим органом

органа – в плоскости $O_2X_2Y_2$). Такими характерными точками являются точки А и В рабочего органа (точки, проекции которых в плоскости $O_2X_2Z_2$ максимально удалены от точки O_2). Исследование схемы определения рабочего пространства позволило установить, что относительно начального (показанного на схеме) положения роторного рабочего органа точка А при любом повороте данного органа на угол $\pm 90^\circ$ обеспечивает максимальный (минимальный) объём сферического рабочего пространства в зависимости от величины выдвигания штока манипулятора. При повороте рабочего органа на угол $90...180^\circ$ точки А и В взаимно заменяют друг друга. Таким образом, анализ вышеприведённой схемы позволяет принять к исследованию точку А (в дальнейшем – «характерную точку»).

Максимальное удаление характерной точки от начала базовой системы координат O_0 , определяющее при этом максимальный радиус рабочего пространства, определится как:

$$R_{\max} = \sqrt{(X_{0o\max})^2 + (Z_{0o\max})^2},$$

где $X_{0o\max}$, $Z_{0o\max}$ – координаты, определяющие месторасположение характерной точки соответственно вдоль осей X_0 и Z_0 .

Минимальное удаление характерной точки от начала базовой системы координат O_0 , определяющее при этом минимальный радиус рабочего пространства, определится как:

$$R_{\min} = \sqrt{(X_{0o\min})^2 + (Z_{0o\min})^2},$$

где $X_{0o\min}$, $Z_{0o\min}$ – координаты, определяющие месторасположение характерной точки соответственно вдоль осей X_0 и Z_0 .

Сферическое рабочее пространство формируется совокупностью точек, местоположение которых может быть определено координатным способом, при этом значения соответствующих координат (X_{0oi} , Y_{0oi} , Z_{0oi}) будут находиться в диапазонах:

$$\begin{cases} X_{0o\min} \leq X_{0oi} \leq X_{0o\max} \\ Y_{0o\min} \leq Y_{0oi} \leq Y_{0o\max} \\ Z_{0o\min} \leq Z_{0oi} \leq Z_{0o\max} \end{cases}.$$

Максимальная координата характерной точки вдоль оси X_0 может быть определена как

$$X_{0o\max} = X_{01} + \left(l_2 + l_{3\max} + H_{\text{раб}} + \frac{D_r}{2} \right) \cos \Theta_2 - \Delta X_{O_2} - B_{\text{раб}}^* \cdot \sin \Theta_2,$$

где приращение перемещения точки O_2 вдоль оси OX $\Delta X_{O_2} = l_1 \sin \Theta_2$.

В данных формулах X_{01} – координата расположения центра поворотной платформы манипуляторной установки относительно базовой системы координат $O_0X_0Y_0Z_0$; l_1 – высота расположения поворотного корпуса манипулятора над точкой поворота поворотной стойки; l_2 – вылет поворотного корпуса манипулятора; $l_{3\max}$ – максимальная величина выдвигания штока манипулятора; $B_{раб}^*$ – динамическая ширина захвата роторного рабочего органа; Θ_2 – угол поворота поворотной стойки манипуляторной установки вокруг оси O_1Y_1 в системе координат $O_1X_1Y_1Z_1$; Θ_3 – угол поворота рабочего оборудования вокруг оси O_2X_2 в системе координат $O_2X_2Y_2Z_2$.

Максимальная координата характерной точки вдоль оси Z_0 может быть определена как

$$Z_{0o\max} = Z_{01} + \left(l_2 + l_{3\max} + H_{раб} + \frac{D_r}{2} \right) \sin \Theta_2 + \Delta Z_{O2} + B_{раб}^* \cdot \cos \Theta_2,$$

где приращение перемещения точки O_2 вдоль оси OZ $\Delta Z_{O2} = l_1 \cos \Theta_2$.

В данном выражении Z_{01} – координата расположения центра поворотной платформы манипуляторной установки относительно базовой системы координат $O_0X_0Y_0Z_0$.

Минимальная координата характерной точки вдоль оси X_0 может быть определена как

$$X_{0o\min} = X_{01} + \left(l_2 + l_{3\min} + H_{раб} + \frac{D_r}{2} \right) \cos \Theta_2 - \Delta X_{O2} - B_{раб}^* \cdot \sin \Theta_2,$$

где $l_{3\min}$ – минимальная величина выдвигания штока манипулятора.

Минимальная координата характерной точки вдоль оси Z_0 может быть определена как

$$Z_{0o\min} = Z_{01} + \left(l_2 + l_{3\min} + H_{раб} + \frac{D_r}{2} \right) \sin \Theta_2 + \Delta Z_{O2} + B_{раб}^* \cdot \cos \Theta_2.$$

При необходимости установления в любой момент времени местоположения в пространстве характерной точки роторного рабочего органа может быть использован (как уже отмечалось ранее) координатный способ, при котором текущие значения координат X_{0oi} , Y_{0oi} и Z_{0oi} будут определяться следующим образом.

Текущая координата характерной точки вдоль оси X_0 определится как

$$X_{0oi} = X_{01} + \left(l_2 + l_{3i} + H_{раб} + \frac{D_r}{2} \right) \cos \Theta_2 - \Delta X_{O2} - B_{раб}^* \cdot \sin \Theta_2,$$

где l_{3i} – текущая величина выдвигания штока манипулятора.

Текущая координата характерной точки вдоль оси Y_0 определится как

$$Y_{0oi} = Y_{01} + X_{0oi} \cdot \sin \Theta_1,$$

где Y_{01} – координата расположения центра поворотной платформы манипуляторной установки относительно базовой системы координат $O_0X_0Y_0Z_0$; Θ_1 – угол поворота поворотной платформы манипуляторной установки вокруг оси O_0Z_0 в базовой системе координат $O_0X_0Y_0Z_0$.

Текущая координата характерной точки вдоль оси Z_0 определится как

$$Z_{0o\min} = Z_{01} + \left(l_2 + l_{3\min} + H_{раб} + \frac{D_r}{2} \right) \sin \Theta_2 + \Delta Z_{O2} + B_{раб}^* \cdot \cos \Theta_2.$$

Вывод. Рассмотренные выше зависимости позволяют определить часть фактического объема сферического рабочего пространства и, в целом, предоставляют возможность создать обобщенную динамическую модель формирования рабочего пространства манипулятором с рабочим органом, установленным на транспортном средстве и приводимом в действие для удаления с его помощью с полосы отвода железных дорог нежелательной древесно-кустарниковой растительности.

Список литературы

1. Приказ Министерства путей сообщения РФ № 26Ц «Об утверждении Положения о порядке использования земель федераль-

ного железнодорожного транспорта в пределах полосы отвода железных дорог» от 15.05.1999. – Зарегистрирован в Минюсте РФ от 27 июля 1999 г. № 1848.

2. Казанский, В.Д. Способы борьбы с нежелательной древесно-кустарниковой растительностью при эксплуатации автомобильных дорог / В.Д. Казанский // Автомобильные дороги: Обзорн. информ. Вып. № 4. – М.: Информ-автодор, 1987. – 65 с.

3. Редькин, А.К. Технология и оборудование лесозаготовок / А.К. Редькин, В.Д. Никишов, С.Н. Смехов. – М.: МГУЛ, 2010. – 178 с.

4. Платонов, А.А. Программный комплекс для моделирования работы машин по удалению нежелательной растительности / А.А. Платонов, М.А. Платонова // Автоматизация и управление в технических системах. – 2016. – № 1. URL: auts.esrae.ru/18-370 (дата обращения: 01.08.2017).

5. Theodoridis, D.C. A New Adaptive Neuro-Fuzzy Controller for Trajectory Tracking of Robot Manipulators / D.C. Theodoridis, Y.S. Boutalis, M.A. Christodoulou // International Journal of Robotics and Automation. – 2011. – Т. 26. – № 1. – С. 64-75.

6. Платонов, А.А. Организация работ по удалению нежелательной древесно-кустарниковой растительности в полосе отвода железных дорог / А.А. Платонов // Воронежский научно-технический вестник. – 2016. – Т.1. – № 1. – С. 17-23.

7. Крейнис, З.Л. Техническое обслуживание и ремонт железнодорожного пути / З.Л. Крейнис, Н.Е. Селезнева. – М.: УМЦ ЖДТ, 2012. – 568 с.

Об авторе

Платонов Алексей Александрович – кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», paa7@rambler.ru.

THE ELEMENTS OF THE MATHEMATICAL MODEL OF EDUCATION OF THE SPHERICAL WORKING SPACE BY MANIPULATORY MACHINES

Platonov A.A.

Rostov State Transport University (Rostov-on-Don, Russian Federation)

At present, JSCo «Russian Railways» forms a coordinated policy in the field of ensuring the safety and reliability of the transportation process, one of the topical issues being the removal of undesirable woody and shrubby vegetation in the railroad outflow zone. To improve the efficiency of removal of undesired bedrock, as well as branches and stumps, to reduce the proportion of manual labor and to facilitate the working conditions of personnel, the author of the article studied resource-saving, small-scale compact mechanization tools that allow them to be used in Hard-to-reach places. These means of mechanization were considered in conjunction with modern vehicles, which can provide them with the necessary energy, both on the railway track and away from it. To improve labor productivity and quality of strip removal, working bodies are used, which are aggregated with vehicles equipped with manipulator plants. The article deals with the modeling of the spherical working space of manipulator machines in the railroad take-off zone, taking into account the division of the actual volume of the given space into a number of zones. Calculation schemes of manipulators for the mathematical description of the motion of their links in terms of and profile of the railway were compiled, and a scheme for the dynamic interaction of the rotor working organ with tree and shrub vegetation is given. The schemes of formation and limitation of the working space of a low-end manipulator with a rotor working body are given. A conclusion is drawn on the prospects of obtaining, in view of the above elements of the mathematical model, a number of important practical recommendations for an entire system of machines possessing certain common properties.

Keywords: *railroad, strip of diversion, undesirable vegetation, modeling.*

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-48-55

References

1. Prikaz Ministerstva putey soobshheniya RF № 26С «Ob utverzhdenii Polozheniya o porядке ispolzovaniya zemel federalnogo zhelezodorozhnogo transporta v predelakh polosy otvoda zheleznykh dorog» ot 15.05.1999. – Zaregistrovan v Minyuste RF ot 27 ijulja 1999 g. № 1848. (In Russian)

2. Kazanskiy V.D. *Sposoby borby s nezhelatelnoy drevesno-kustarnikovoy rastitelnostyu pri ekspluatatsii avtomobilnykh dorog*. Avtomobilnye dorogi: Obzornaya informatsiya, Vol.4. Moscow, Informavtodor, 1987. 65 p. (In Russian)

3. Redkin A.K., Nikishov V.D., Smekhov S.N. *Tekhnologiya i oborudovanie lesozagotovok*. Moscow, MGUL, 2010. 178 p. (In Russian)

4. Platonov A.A., Platonova M.A. Programmnyy kompleks dlya modelirovaniya raboty mashin po udalenyju nezhelatelnoy rastitelnosti. *Avtomatizatsiya i upravlenie v tekhnicheskikh sistemakh*, 2016, No.1. URL: auts.esrae.ru/18-370. (In Russian)

5. Theodoridis D.C., Boutalis Y.S., Christodoulou M.A. A New Adaptive Neuro-Fuzzy Controller for Trajectory Tracking of Robot Manipulators. *International Journal of Robotics and Automation*, 2011, Vol.26, No.1, pp. 64-75.

6. Platonov A.A. Organizatsiya rabot po udalenyju nezhelatelnoy drevesno-kustarni-kovoy rastitelnosti v polose otvoda zheleznykh dorog. *Voronezhskiy nauchno-tekhnicheskiy vestnik*, 2016, Vol.1, No.1, pp. 17-23. (In Russian)

7. Kreynis Z.L., Selezneva N.E. *Tekhnicheskoe obsluzhivanie i remont zheleznodorozhnogo puti*. Moscow, UMC ZhDT, 2012. 568 p. (In Russian)

Author' information

Aleksey A. Platonov – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Rostov State Transport University, paa7@rambler.ru.

Area of scientific interests (research direction): creation of new technologies and technical means for increasing the efficiency of maintenance and maintenance of the railway track.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
08.12.2017

Дата публикации
(Date of publication):
25.03.2018



УДК 621.87

ВЕРОЯТНОСТЬ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ОТКАЗОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ РАМЫ ГРУЗОВОЙ ТЕЛЕЖКИ МОСТОВОГО КРЮКОВОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО КРАНА

Ритенман И.Л.¹, Ритенман В.И.², Блейшмидт Л.И.¹

¹ – ООО «Промбезопасность» (Брянск, Россия)

² – АО «МЕТАКЛЭЙ» (Карачев, Брянская область, Россия)

Приведено применение методики анализа видов и последствий отказов (FMEA-анализ) для оценки технического риска наступления аварийных ситуаций при эксплуатации рамы грузовой тележки мостового крюкового электрического крана. Методика позволяет выявить лимитирующие элементы и определить значимость последствий в конструкции рамы 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: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-56-70

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 [5].

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

В работе исследуется несущая металлоконструкция – рама, элемент грузовой те-

лежки электрического крюкового мостового крана (рис. 1), часто встречаемой при техническом диагностировании конструкции (рис. 2). 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 рассматривается рама грузовой тележки со следующими исходными параметрами:

- группа режима работы крана – А5 [24];
- класс использования U_3 при коэффициенте распределения нагрузки 1,0 [7];
- кран отработал 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 крана и нормативной документации.

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

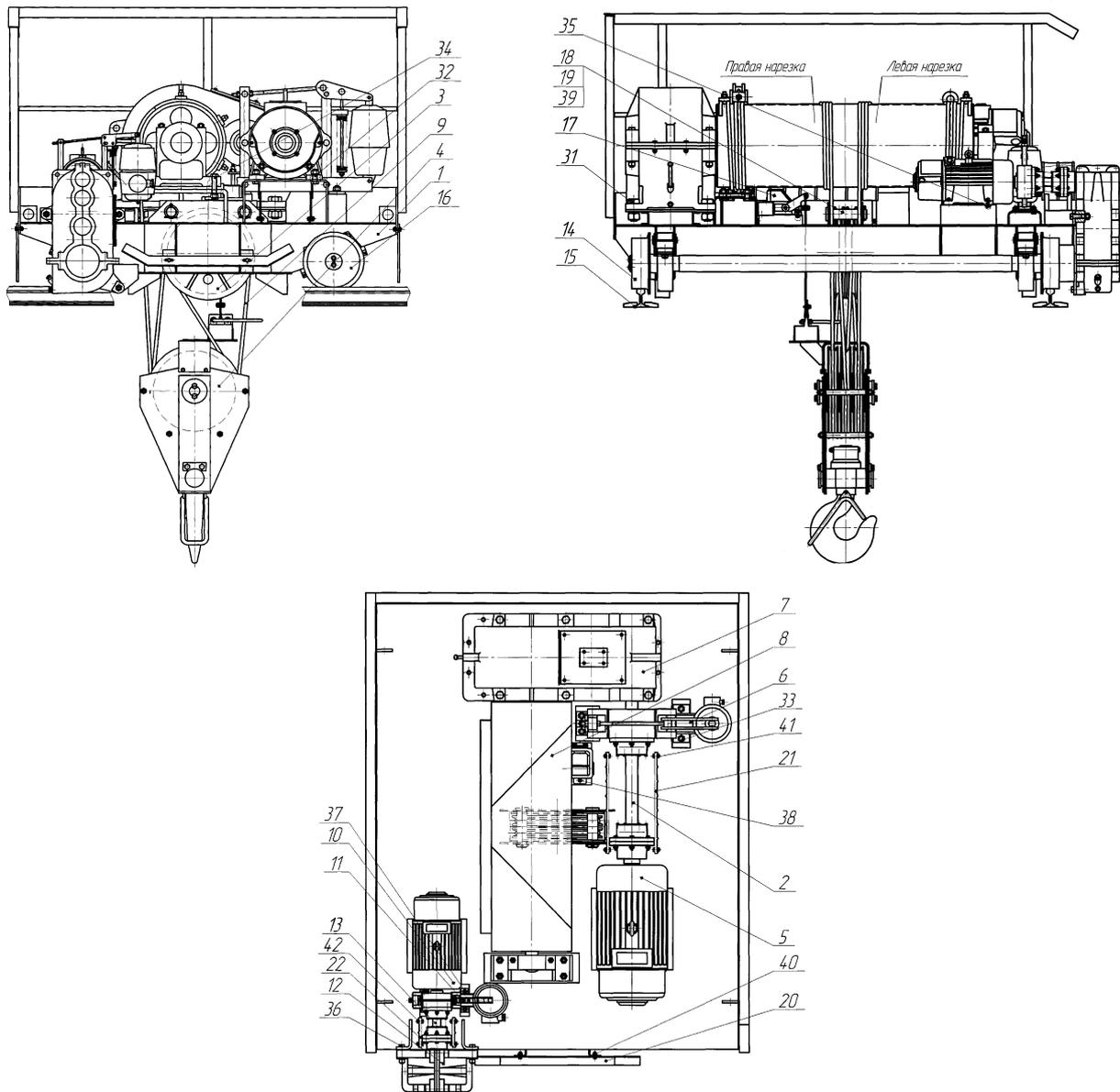


Рис. 1. Общий вид грузовой тележки крюкового электрического мостового крана:
 1 – рама грузовой тележки; 2 – промежуточный вал механизма подъёма; 3 – верхние блоки; 4 – крюковая подвеска; 5 – электродвигатель механизма подъёма; 6 – тормоз механизма подъёма; 7 – редуктор механизма подъёма; 8 – барабан; 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)

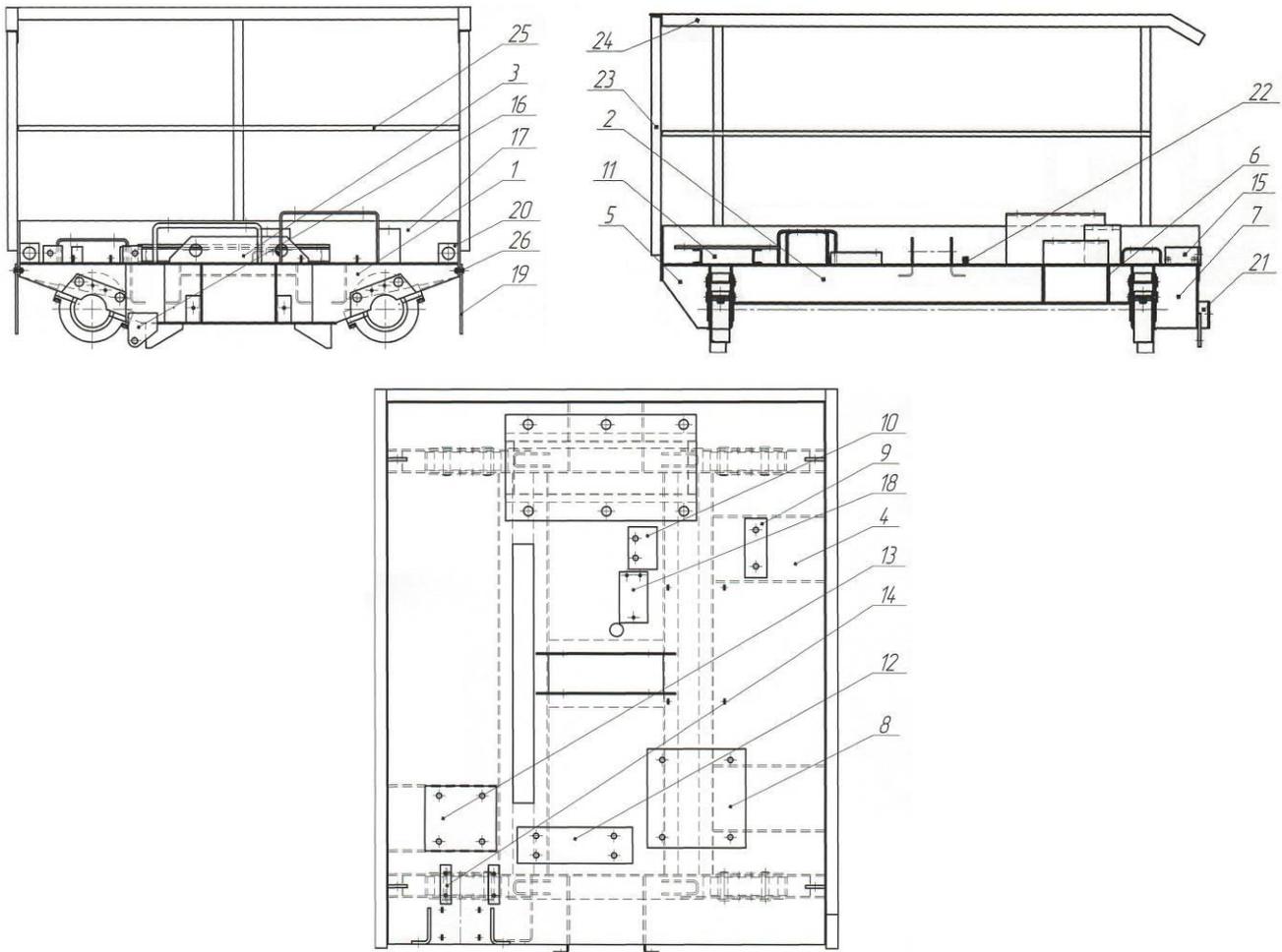


Рис. 2. Общий вид рамы грузовой тележки крюкового электрического мостового крана:
 1 – балка катковая; 2 – балка поперечная; 3 – балка верхних блоков; 4 – лист настила; 5 – ребро жёсткости; 6 – ребро жёсткости; 7 – ребро жёсткости; 8 – опора крепления электродвигателя механизма подъёма; 9 – кронштейн крепления тормоза механизма подъёма; 10 – кронштейн крепления тормоза механизма подъёма; 11 – опора крепления редуктора механизма подъёма; 12 – кронштейн крепления опоры барабана; 13 – опора крепления электродвигателя механизма передвижения тележки; 14 – кронштейн крепления тормоза механизма передвижения тележки; 15 – кронштейн крепления редуктора механизма передвижения тележки; 16 – проушина крепления редуктора механизма передвижения тележки; 17 – ограждение; 18 – кронштейн крепления концевого выключателя; 19 – щиток; 20 – проушина; 21 – кронштейн крепления отключающей линейки; 22 – проушина крепления ограждений; 23 – стойка; 24 – перила; 25 – поперечина; 26 – крепёжное соединение (щитка с ограждением)

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 (элементы, предохраняющие от схода грузовой тележки с рельсовых нитей, деформации металлоконструкций и обеспечивающие безопасность проведения работ по обслуживанию и ремонту).

Функциональная блок-схема рамы грузовой тележки электрического мостового крана состоит из блоков: А₁ – балка катковая; А₂ – балка поперечная; А₃ – балка верхних блоков; А₄ – лист настила; А₅ – ребро жёсткости; А₆ – кронштейн; А₇ – ребро жёсткости; А₈ – проушина; А₉ – ребро жёсткости; А₁₀ – ограждение, А₁₁ – крепёжное соединение (щитка с ограждением), А₁₂ – щиток, А₁₃ – проушина, А₁₄ – стойка, А₁₅ – перила, А₁₆ – поперечина, А₁₇ – опора, А₁₈ – кронштейн, А₁₉ – кронштейн, А₂₀ – опора, А₂₁ – крон-

штейн, A_{22} – опора, A_{23} – кронштейн, A_{24} – кронштейн, A_{25} – кронштейн, A_{26} – проушина.

Для связи между блоками используются следующие виды соединений: 2 – резьбовое; 3 – механическое; 7 – сварное.

На функциональной блок-схеме (рис. 3) показаны блоки рамы грузовой тележки электрического мостового крана (рис. 2). Каждый блок имеет наименование, индекс и количество, обозначение согласно рис. 2.

Блок A_1 целесообразно разложить на отдельные элементы.

Элемент – низшая ячейка функциональной схемы, состоящая из сборочной единицы

(крепёжного соединения) или детали.

Эскиз балки катковой (блок A_1) представлен на рис. 4.

Функциональная схема блока A_1 состоит из следующих элементов: $B_{1.1}$ – лонжерон; $B_{1.2}$ – стенка; $B_{1.3}$ – накладка; $B_{1.4}$ – упор; $B_{1.5}$ – перемычка.

Для связи между элементами используются следующие виды соединений: 7 – сварное.

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

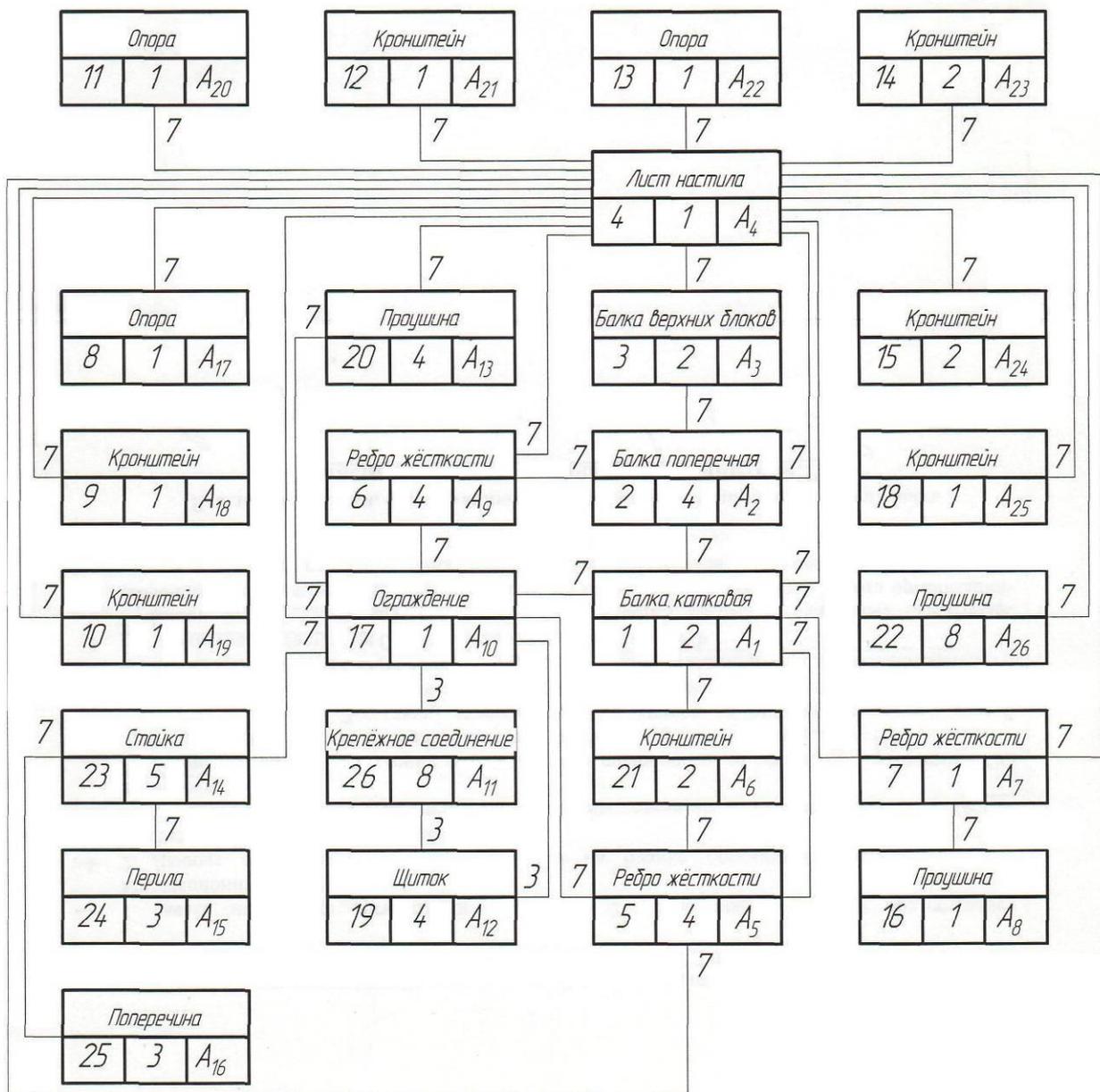


Рис. 3. Функциональная схема рамы грузовой тележки крюкового электрического мостового крана

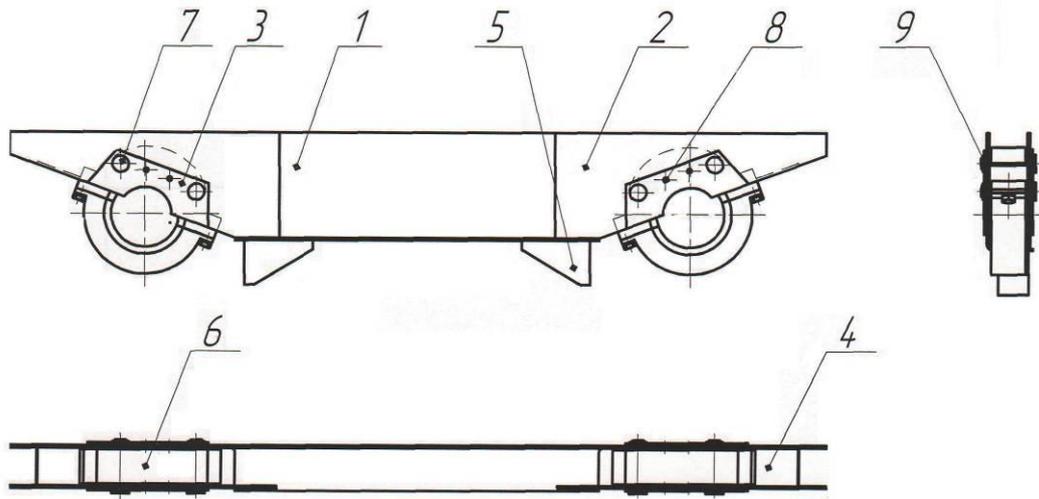


Рис. 4. Эскиз балки катковой:

1 – лонжерон; 2 – стенка; 3 – накладка; 4 – перемычка; 5 – упор; 6 – брус; 7 – палец; 8 – упор; 9 – шайба

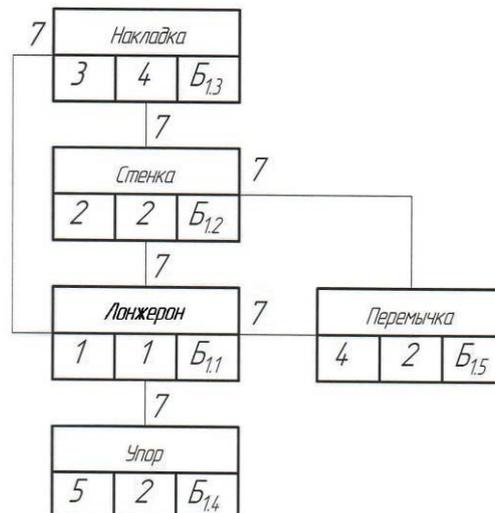


Рис. 5. Функциональная схема балки катковой – блок А₁

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 рамы грузовой тележки крюкового электрического мостового крана на основе анализа функциональных и физических параметров приведены в табл. 1.

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 и или практической работы, базовое и 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 подъемных сооружениях опасных производственных объектов?

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

Таблица 1

Возможные причины отказов блоков и элементов рамы грузовой тележки крюкового электрического мостового крана

Индекс	Блок, элемент	Возможные причины отказов	Индекс отказа
Б _{1.1}	Лонжерон	– трещины	С ₁
		– деформация местная	С ₂
		– коррозия	С ₃
Б _{1.2}	Стенка	– трещины	С ₄
		– коррозия	С ₅
Б _{1.3}	Накладка	– трещины	С ₆
Б _{1.4}	Упор	– деформация	С ₇
Б _{1.5}	Перемычка	– трещины	С ₈
А ₂	Балка поперечная	– деформация	С ₉
		– трещины	С ₁₀
А ₃	Балка верхних блоков	– деформация	С ₁₁
А ₄	Лист настила	– деформация	С ₁₂
А ₅	Ребро жёсткости	– деформация	С ₁₃
А ₆	Кронштейн	– отсутствие элемента	С ₁₄
А ₇	Ребро жёсткости	– деформация	С ₁₅
А ₈	Проушина	– деформация	С ₁₆
А ₉	Ребро жёсткости	– деформация	С ₁₇
А ₁₀	Ограждение	– деформация местная	С ₁₈
А ₁₁	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	С ₁₉
		– дефект резьбы	С ₂₀
А ₁₂	Щиток	– отсутствие элемента	С ₂₁
		– деформация	С ₂₂
А ₁₃	Проушина	– деформация	С ₂₃
А ₁₄	Стойка	– отсутствие элемента	С ₂₄
А ₁₅	Перила	– отсутствие элемента	С ₂₅
А ₁₆	Поперечина	– отсутствие элемента	С ₂₆
А ₁₇	Опора	– деформация	С ₂₇
А ₁₈	Кронштейн	– деформация	С ₂₈
А ₁₉	Кронштейн	– деформация	С ₂₉
А ₂₀	Опора	– деформация	С ₃₀
А ₂₁	Кронштейн	– деформация	С ₃₁
А ₂₂	Опора	– деформация	С ₃₂
А ₂₃	Кронштейн	– деформация	С ₃₃
А ₂₄	Кронштейн	– трещины	С ₃₄
А ₂₅	Кронштейн	– деформация	С ₃₅
А ₂₆	Проушина	– отсутствие элемента	С ₃₆

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 подъемных сооружениях опасных производственных объектов по рангу *S* приведены в табл. 2.

Критерии оценки вероятности появления каждого вида потенциального отказа от класса использования *T_i* (механизма техни-

Таблица 2

Критерии оценки диагностики возможных причин отказов

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	Техническое устройство находится в работоспособном состоянии	2
Отсутствует	Техническое устройство находится в исправном состоянии	1

ческого устройства) или U_i (металлоконструкции) элементов объекта по рангу O приведены в табл. 3 и 4.

Критерии оценки вероятности появления каждого вида потенциального отказа от класса использования T_i (механизма технического устройства) или U_i (металлоконструкции) 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 технического устройства в зависимости от класса использования механизма (табл. 3) [7] и коэффициента использования элементов конструкции (табл. 4) [23].

Ранг класса использования элемента конструкции определяется по формуле:

- для элементов механизма технического устройства:

$$O_i = K_i T_i,$$

- для несущих элементов металлоконструкции технического устройства:

$$O_i = 0,5 K_i U_i,$$

где: O_i – продолжительность использования элемента конструкции в часах; K_i – коэффициент использования элемента конструкции; T_i – класс использования объекта в часах; U_i – класс использования объекта в циклах.

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

Таблица 3

Критерии оценки вероятности появления потенциального отказа от класса использования T_i

Класс использования		Продолжительность использования		Ранг (O)
механизм	кран	час	цикл	
T ₀	-	200	-	13
T ₁	-	400	-	12
T ₂	-	800	-	11
T ₃	U ₀	1600	1,6×10 ⁴	10
T ₄	U ₁	3200	3,2×10 ⁴	9
T ₅	U ₂	6300	6,3×10 ⁴	8
T ₆	U ₃	12500	1,25×10 ⁵	7
T ₇	U ₄	25000	2,5×10 ⁵	6
T ₈	U ₅	50000	5,0×10 ⁵	5
T ₉	U ₆	100000	1,0×10 ⁶	4
-	U ₇	-	2,0×10 ⁶	3
-	U ₈	-	4,0×10 ⁶	2
-	U ₉	-	Более 4,0×10 ⁶	1

Таблица 4

Критерии оценки вероятности появления потенциального отказа от класса использования U_i

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	0,30
Валы редукторов	10	1
Металлоконструкции	20	2

Таблица 5

Критерии оценки по способу обнаружения отказа и средств

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

$$y_{i.SOD}^{-\{k\}} = 0,1 \sum_{m=1}^{m=10} y_{i.SOD}^{\{k\}},$$

где: $y_{i.SOD}^{-\{k\}}$ - 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 экс-

пертов на вопросы опросного листа по рангам S, O, D приведена в табл. 6.

Количественная оценка критичности возможных причин отказов блоков и элементов объекта, коэффициент приоритетного риска), определяется произведением рангов S, O, D и нормируется от 1 до 1300. Результаты количественной оценки критичности блоков и элементов объекта приведены в табл. 6.

Таблица 6

Количественная оценка критичности возможных причин отказов блоков и элементов объекта

Индекс	Блок, элемент	Возможные причины отказов	Индекс отказа	Ранги			КПР	
				(S)	(O)	(D)	Кол.	Сумма
Б _{1.1}	Лонжерон	– трещины	C ₁	8	7	8	448	966
		– деформация местная	C ₂	5	7	2	70	
		– коррозия	C ₃	8	7	8	448	
Б _{1.2}	Стенка	– трещины	C ₄	8	7	8	448	896
		– коррозия	C ₅	8	7	8	448	
Б _{1.3}	Накладка	– трещины	C ₆	8	7	7	392	392
Б _{1.4}	Упор	– деформация	C ₇	5	7	2	70	70
Б _{1.5}	Перемышка	– трещины	C ₈	5	7	0	0	0
А ₂	Балка поперечная	– деформация	C ₉	5	7	2	70	518
		– трещины	C ₁₀	8	7	8	448	
А ₃	Балка верхних блоков	– деформация	C ₁₁	5	7	0	0	0
А ₄	Лист настила	– деформация	C ₁₂	5	7	0	0	0
А ₅	Ребро жёсткости	– деформация	C ₁₃	5	7	0	0	0
А ₆	Кронштейн	– отсутствие элемента	C ₁₄	3	7	0	0	0
А ₇	Ребро жёсткости	– деформация	C ₁₅	5	7	0	0	0
А ₈	Проушина	– деформация	C ₁₆	5	7	0	0	0
А ₉	Ребро жёсткости	– деформация	C ₁₇	5	7	0	0	0
А ₁₀	Ограждение	– деформация местная	C ₁₈	3	7	2	42	42
А ₁₁	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	C ₁₉	3	7	1	21	63
		– дефект резьбы	C ₂₀	6	7	1	42	
А ₁₂	Щиток	– отсутствие элемента	C ₂₁	3	7	1	21	42
		– деформация	C ₂₂	3	7	1	21	
А ₁₃	Проушина	– деформация	C ₂₃	5	7	0	0	0
А ₁₄	Стойка	– отсутствие элемента	C ₂₄	3	7	0	0	0
А ₁₅	Перила	– отсутствие элемента	C ₂₅	3	7	0	0	0
А ₁₆	Поперечина	– отсутствие элемента	C ₂₆	3	7	0	0	0
А ₁₇	Опора	– деформация	C ₂₇	3	7	0	0	0
А ₁₈	Кронштейн	– деформация	C ₂₈	3	7	0	0	0
А ₁₉	Кронштейн	– деформация	C ₂₉	3	7	0	0	0
А ₂₀	Опора	– деформация	C ₃₀	3	7	0	0	0

Окончание табл. 6

Индекс	Блок, элемент	Возможные причины отказов	Индекс отказа	Ранги			КПР	
				(S)	(O)	(D)	Кол.	Сумма
A ₂₁	Кронштейн	– деформация	C ₃₁	3	7	0	0	0
A ₂₂	Опора	– деформация	C ₃₂	3	7	0	0	0
A ₂₃	Кронштейн	– деформация	C ₃₃	3	7	0	0	0
A ₂₄	Кронштейн	– трещины	C ₃₄	5	7	2	70	70
A ₂₅	Кронштейн	– деформация	C ₃₅	3	7	0	0	0
A ₂₆	Проушина	– отсутствие элемента	C ₃₆	3	7	0	0	0

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 «лонжерон» и заканчивая «щиток», и подсчитывается общее значение коэффициента приоритетного риска для каждого блока или элемента. В графе «накоп-

ленный 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

Результаты ранжирования коэффициента приоритетного риска

Индекс	Блок, элемент	Возможные отказы	КПР		Доля %	Накопленный итог	
			Кол.	Сумма		Сумма	%
B _{1.1}	Лонжерон	– трещины	448	966	31,58	966	31,58
		– деформация местная	70				
		– коррозия	448				
B _{1.2}	Стенка	– трещины	448	896	29,29	1862	60,87
		– коррозия	448				
A ₂	Балка поперечная	– деформация	70	518	16,93	2380	77,8
		– трещины	448				
B _{1.3}	Накладка	– трещины	392	392	12,81	2772	90,61
B _{1.4}	Упор	– деформация	70	70	2,29	2842	92,9
A ₂₄	Кронштейн	– трещины	70	70	2,29	2912	95,19
A ₁₁	Крепёжное соединение	– отсутствие элемента	21	63	2,07	2975	97,26
		– дефект резьбы	42				
A ₁₀	Ограждение	– деформация местная	42	42	1,37	3017	98,63
A ₁₂	Щиток	– отсутствие элемента	21	42	1,37	3059	100
		– деформация	21				

Для построения диаграммы Парето (рис. 6) 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 столбец, вертикальная сторона которого равна значению коэффициента приоритетного риска. Блоки и элементы от-

кладываются 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» рамы грузовой тележки мостового крюкового электрического крана.

На правой стороне графика по оси ординат откладываем значения кумулятивного процента и вычерчиваем кривую кумулятив-

ной суммы. Данная кривая носит название кривой Парето, она отражает в общем случае накопленное влияние всех причин потенциальных отказов блоков и элементов в конструкции рамы грузовой тележки мостового крюкового электрического крана.

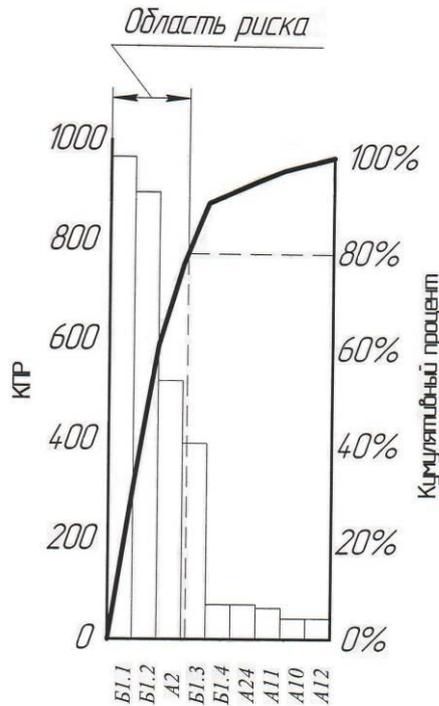


Рис. 6. Диаграмма Парето рамы грузовой тележки мостового крана

Далее на уровне 80 % проводим горизонтальную линию до пересечения с кумулятивной кривой и из точки пересечения опускаем перпендикуляр на горизонтальную ось. В итоге получаем две области потенциальных отказов. Те отказы, которые расположены слева от перпендикуляра, являются значимыми, а отказы, расположенные справа, являются не значимыми.

Из построенной диаграммы Парето (рис. 9) видно, что в области риска оказались элементы конструкции, как:

Б1.1	Лонжерон	–	31,58%
Б1.2	Стенка	–	29,29%
А ₂	Балка поперечная	–	16,93%

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. 7).



Рис. 7. Диаграмма Исикавы для элементов рамы грузовой тележки мостового крана, оказавшихся в зоне риска

Анализируя причинно-следственную диаграмму (рис. 7), можно сделать вывод, что наибольший риск возникновения потенциальных отказов имеет лонжерон. Этот факт подтверждается значением коэффициента приоритетного риска – 966. По сравнению с остальными рисками потенциальных отказов блоков и элементов объекта: стенка – 896, балка поперечная – 518. Возможные причины отказов блоков и элементов объекта из области риска и значимость последствий приведены в табл. 8.

Выводы.

Лимитирующими элементами, а также очень важными (по значимости последствия) в конструкции рамы грузовой тележки крюкового электрического мостового крана являются: лонжерон, стенка, балка поперечная.

Несоблюдение паспортных режимов работы и условий эксплуатации, невыполнение требований нормативной документации по диагностике возможных причин отказов специальными процедурами контроля, применение неэффективных методов неразру-

шающего контроля и средств измерения может приводить к увеличению числа лимитирующих элементов и увеличению риска возникновения потенциальных отказов.

Таблица 8

Возможные причины отказов блоков и элементов объекта и значимость их последствий

Элемент конструкции	Возможные отказы	Значимость последствия
Лонжерон	трещины	Очень важная
	деформация местная	Слабая
	коррозия	Очень важная
Стенка	трещины	Очень важная
	коррозия	Очень важная
Балка поперечная	деформация	Слабая
	трещины	Очень важная

Таким образом, для уменьшения риска возникновения потенциальных отказов необходимо:

- 1) соблюдать паспортный режим работы подъемного сооружения и условия эксплуатации;
- 2) проводить диагностику возможных причин отказов специальными процедурами контроля;
- 3) применять эффективные методы неразрушающего контроля и средства измерения.

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 [25, 26], систем энергообеспечения и безопасности в зависимости от диагностики возможных причин отказов специальными процедурами контроля, продолжительности использования элементов конструкции, методов и средств измерения.

Достоверность оценки технического рис-

ка 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: Изд-во 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. *Металлургические подъемно-транспортные машины* / А.В. Гилев, А.А. Анушенков, А.Ю. Стовманенко, А.О. Шигин. – Красноярск: СФУ, 2008. - 252 с.

24. ГОСТ 25546-82 «Краны грузоподъемные. Режимы работы».

25. 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.

26. Ритенман, И.Л. Вероятность возникновения отказов при эксплуатации механизма передвижения грузовой тележки мостового крюкового электрического крана / И.Л. Ритенман, В.И. Ритенман, Л.И. Блейшмидт // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. – №4. – С. 426-446.

Сведения об авторах

Ритенман Илья Леонидович – эксперт в области промышленной безопасности, технический директор ООО «Промбезопасность», ritenman@mail.ru.

Ритенман Владислав Ильич – инженер-метролог АО «МЕТАКЛЭЙ», vlad.ritenman@mail.ru.

Блейшмидт Леонид Израйлович – кандидат технических наук, доцент, заместитель генерального директора ООО «Промбезопасность», 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.¹, Ritenman V.I.², Bleyshmidt L.I.¹

¹ - ООО «Prombezopasnost» (Bryansk, Russia)

² - JSC "METACLAY" (Karachev, Bryansk oblast, Russia)

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: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-56-70

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. Aleksandrov 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 applied 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. ISO 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. GOST 25546-82 «Cranes for lifting. Operating modes» (In Russian)

25. 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-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.3, pp. 303-332. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-303-332 (In Russian)

26. Ritenman I.L., Ritenman V.I., Bleysh-

midt L.I. Probability of failures in the operation of the movement mechanism of the cargo trolley of a bridge hook electric crane. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.4, pp. 426-446. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-426-446 (In Russian)

Authors' information

Ilya L. Ritenman – an expert in the field of industrial safety, the technical Director at Limited Society "Prombezopasnost", *ritenman@mail.ru*.

Vladislav I. Ritenman – engineer-metrologist at JSC "METACLAY", *vlad.ritenman@mail.ru*.

Leonid I. Bleyshmidt - Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice director at Limited Society "Prombezopasnost", *lblshdt@rambler.ru*.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
20.01.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.03.2018



УДК 621.867

ВЛИЯНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПОДВЕСОК НА ТРАССЕ КОНВЕЙЕРА С ПОДВЕСНОЙ ЛЕНТОЙ И РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ПРИВОДОМ ПРИ ЗАКЛИНИВАНИИ ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВ.

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 заклинивания приводного ролика, 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: заклинивание роликов, конвейер ленточный, лента подвесная, модель математическая, отказ, подвеска, привод распределенный.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-71-78

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 [3-7]. Многоприводность в конструкции таких конвейеров реализована посредством оборудования части роликовых подвесок индивидуальными мотор-редукторными приводами [8, 9]. Вместе с тем значительное количество высоконагруженных и движущихся однотипных приводных (ведущих) и неприводных (холостных) подвесок подвержено в процессе эксплуатации различным видам отказов вследствие протекающих при их работе деструктивных физических процессов различной природы [10-14]. В частности, конструктивные особенности конвейера в виде перемещающихся подвесок с мотор-редукторным приводом и встроенным тормозом нормально-замкнутого типа предрасполагают к возникновению потенциально возможного вида отказа, проявляющегося в заклинивании приводного ролика [15, 16].

В одной из ранних публикаций [17] приведена математическая модель, служащая для анализа динамических характеристик конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом, при возникновении отка-

зов ведущих подвесок, связанных с заклиниванием приводных роликов.

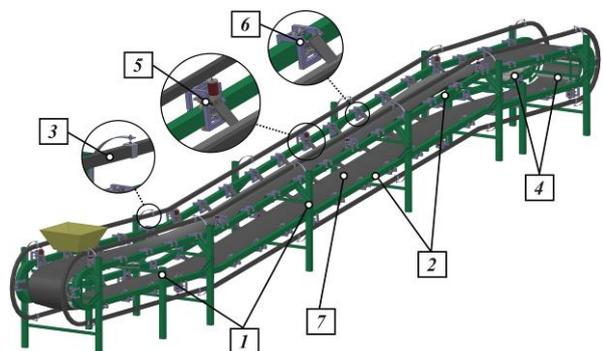


Рис. 1. Общий вид конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом:

- 1 – стов; 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 вероятно имеют произвольное расположение на трассе. В тоже время, можно выделить крайние расчетные ситуации, когда подвески распределены с постоянным шагом 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 динамических характеристик

конвейера месторасположение отказавших подвесок на трассе. Исследование влияния отказов вследствие заклинивания приводных роликов ведущих подвесок на рабочие характеристики конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом выполнено посредством моделирования искусственного отключения и стопорения приводов ряда подвесок в определенный момент времени с помощью разработанной математической модели отказов приводных подвесок [17], в основе которой лежит математическая модель [18].

В качестве эталонного варианта выбран конвейер с подвесной лентой и распределенным приводом, технические характеристики которого представлены на рис. 2. и табл. 1.

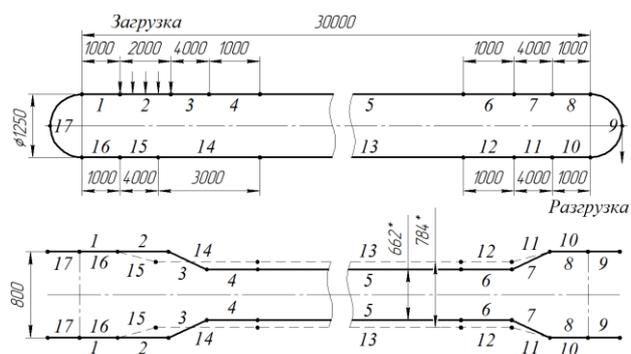


Рис. 2. Схема трассы эталонного конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом: 1-8 – грузовая ветвь; 10-16 – холостая ветвь; 9, 17 – концевые поворотные участки; 2 – загрузочный пункт; 3, 11 – желобообразующие участки; 7, 15 – выполаживающие участки; 5, 13 – линейные участки

Таблица 1

Технические характеристики эталонного конвейера

Технические параметры	Значение
<i>Общие параметры</i>	
Длина горизонтальной проекции конвейера L , м	30
Радиус концевой поворотной секции R , м	0,625
Угол наклона конвейера α , град	0
Производительность расчетная Q_p , т/ч	200
Объемная плотность транспортируемого груза ρ , т/м ³	1,2
Угол естественного откоса груза φ , град	20
Скорость транспортирования расчетная v_{zp} , 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 $n_{дy}$, шт.	4
Шаг подвесок h_n , м	0,8
<i>Параметры подвесок</i>	
Сила прижатия прижимного устройства ведущей подвески F_{np} , Н	140
Номинальный крутящий момент на валу привода ведущей подвески $M_{крn}$, Н·м	8,0
Номинальная скорость вращения n_n , об/мин	148,0
Скорость вращения без нагрузки n_x , об/мин	165,0
Масса металлоконструкции прижимной секции $m_{мкнс}$, кг	1,0
Масса приводного ролика m_{np} , кг	2,0
Масса мотор-редуктора $m_{мр}$, кг	4,2
Масса металлоконструкции несущей секции $m_{мкнс}$, кг	7,0
Масса неприводного ролика m_{np} , кг	0,07
Масса металлоконструкции неприводной подвески $m_{мкнп}$, кг	5,0

Окончание табл. 1

Технические параметры	Значение
Наружный радиус приводного ролика r_{np} , м	0,065
Наружный радиус холостого ролика r_{np} , м	0,025
Внутренний радиус ролика r_o , м	0,006
Коэффициент трения качения приводного ролика (резина-сталь) f_{np} , м	0,0077
Коэффициент трения скольжения приводного ролика (резина-сталь) μ_{np}	0,5
Коэффициент трения качения неприводного ролика (сталь-сталь) f_{np} , м	0,001
Коэффициент трения скольжения в оси неприводного ролика μ_{np_o}	0,03
Количество холостых роликов в приводной подвеске k_{II} , шт.	6
Количество холостых роликов в неприводной подвеске k_H , шт.	4
<i>Параметры ленты</i>	
Ширина ленты B , м.	0,8
Число прокладок ленты i_0 , шт.	3
Толщина верхней обкладки δ_1 /нижней обкладки δ_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 ζ	0,05

Сравнительный расчет динамических характеристик конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при различном

времени наступления отказа выполнялся в соответствии со схемой исходного расположения приводных подвесок на трассе (рис. 3).



Рис. 3. Схема исходного расположения подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом на трассе

Моменты времени наступления отказа следующие:

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).

2) 30 секунд – момент времени, при котором приводная подвеска №1, двигающаяся с номинальной скоростью в 1 м/с, окажется в

конце грузовой ветви, и следующие за ней приводные подвески отказавшей группы займут положения на грузовой ветви (рис. 4, 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).

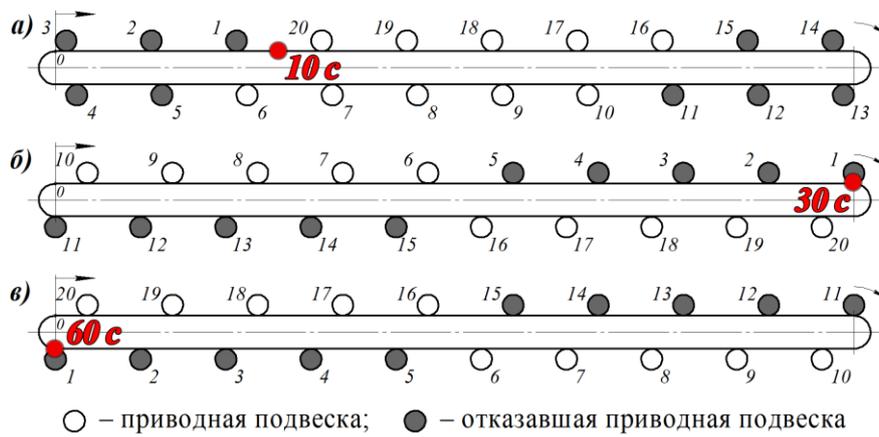


Рис. 4. Схема расположения приводных подвесок на трассе при наступлении отказа в следствие заклинивания приводного ролика в моменты времени: а – 10 с; б – 30 с; в – 60 с

Результаты расчета основных технических характеристик конвейера представлены на рис. 5-7.

В целом изменение во времени общей мощности ведущих приводов подвесок конвейера с подвесной лентой при отказе в различные моменты времени имеет схожий характер распределения значений (рис. 5). В моменты наступления отказа проявляются резкие и кратковременные падения мощности до 25% от среднего значения в 4,8 кВт, после которых наблюдается повышение ве-

личины мощности. В данном расчетном случае мощность приводов повышается на 8,6% до 5,3 кВт от номинальной средней величины 4,8 кВт и значительно изменяется при движении вдоль трассы. При передвижении группы отказавших подвесок с грузовой на холостую ветвь (момент времени 30 с) мощность конвейера начинает снижаться до величины 4,9 кВт, а при переходе с холостой на грузовую ветвь (момент времени 60 с) мощность вновь повышается до исходной величины 5,3 кВт.

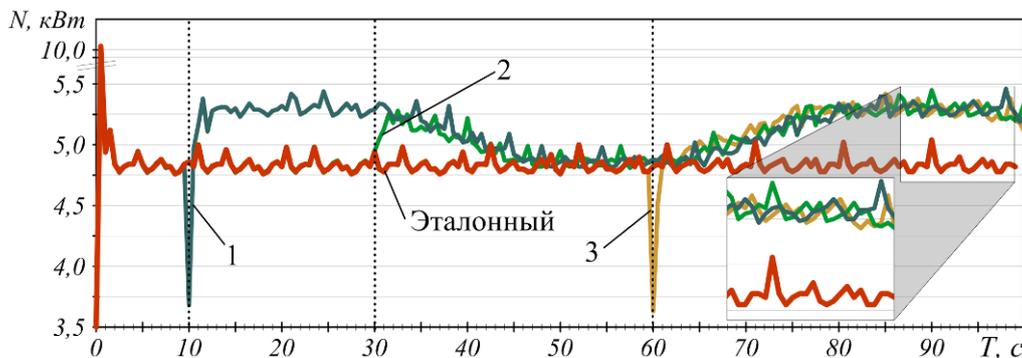


Рис. 5. Изменение мощности конвейера во времени при наступлении отказа в следствие заклинивания приводного ролика в моменты времени: 1 – 10 с; 2 – 30 с; 3 – 60 с

Скорость транспортирования (рис. 6) имеет обратный характер изменения значений. В моменты отказа происходят резкие падения скорости на величину до 5,5% (0,955 м/с). Далее при перемещении вдоль трассы приводной подвески скорость конвейера также изменяется с некоторой амплитудой, возрастая в области холостой до 0,964 м/с и убывая в области грузовой ветви до 0,955 м/с.

Продольные напряжения повышаются при наступлении отказов приводных подвесок

(рис. 7). Рост значений в области максимальных значений составляет порядка 21% от значения 1,26 МПа для эталонного варианта. Далее при перемещении вдоль трассы зависимости продольных напряжений в ленте от времени наступления отказа имеют одинаковый характер распределения значений.

В результате выполненного анализа влияния месторасположения групп подвесок на трассе конвейера в момент наступления их отказа вследствие заклинивания приводного ролика следует отметить, что значения

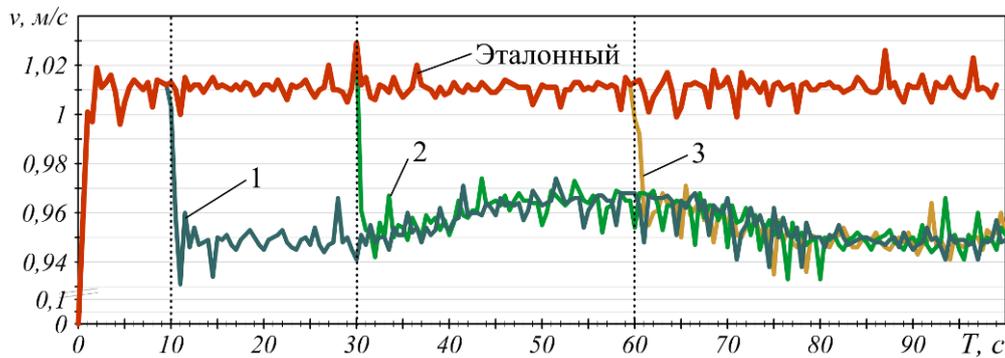


Рис. 6. Изменение скорости конвейера во времени при наступлении отказа в следствие заклинивания приводного ролика в моменты времени: 1 – 10 с; 2 – 30 с; 3 – 60 с

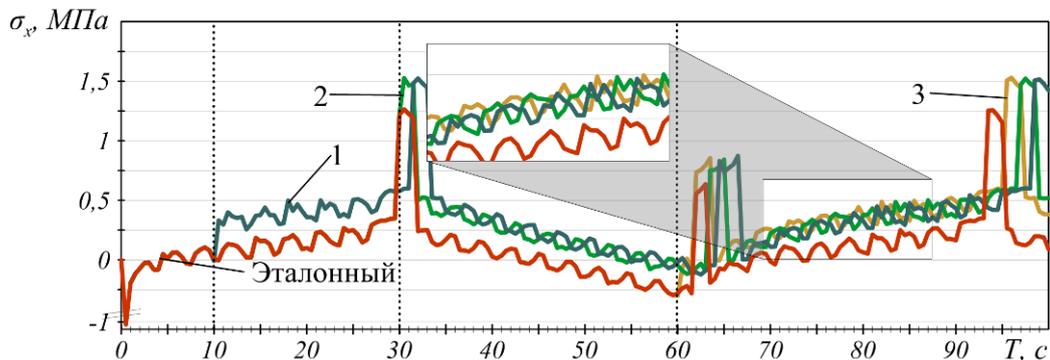


Рис. 7. Изменение продольных напряжений в ленте конвейера во времени при наступлении отказа в следствие заклинивания приводного ролика в моменты времени: 1 – 10 с; 2 – 30 с; 3 – 60 с

общей мощности приводов и скорости транспортирования носят несколько иной характер распределения значений в отличие от результатов, полученных для отказов, связанных с нарушением подводов электропитания приводов [19]. Колебания величин, сопровождающиеся повышением мощности и сокращением скорости на грузовой ветви, а также убыванием мощности и увеличением скорости на холостой, обуславливаются значительным повышением сопротивления движению отказавших ведущих подвесок вследствие возникновения трения скольжения приводных роликов в совокупности с изменяющейся величиной равнодействующей сил тяжести прижимной секции и усилия со стороны пружины прижимного устройства [4, 20]. В целом значения рассчитываемых динамических характеристик (общей мощности приводов, скорости транспортирования груза и продольных напряжений в конвейерной ленте) сохраняются практически одинаковыми и мало зависят от положения подвесок в момент отказа на трассе. Такой результат позволяет обоснованно вы-

полнять последующий комплекс расчетов, связанных с моделированием отказа приводных подвесок конвейера вследствие заклинивания, выбирая произвольный наиболее удобный для расчета момент времени наступления отказа и соответствующую положению вышедшей из строя подвеске 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 уни-

верситета. – 2015. – № 2. – С. 31-37. – Режим доступа: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2015-N2/2015-02-04.pdf>.

3. Лагерев, А.В. Конвейеры с подвесной грузонесущей лентой – инновационный вид машин непрерывного транспорта / А.В. Лагерев, В.П. Дунаев // Справочник. Инженерный журнал, 2009. – № 10. – С. 9-14.

4. Лагерев, А.В. Проектирование и исследования конвейеров с подвесной грузонесущей лентой / А.В. Лагерев, 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, N. 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, N. 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. Лагерев, А.В. Определение рационального количества подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Вестник СибАДИ. – 2016. – № 4. – С. 25-34.

9. Лагерев, А.В. Рациональные параметры подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Подъемно-транспортное дело. – 2016. – № 1-2 (84). – С. 17-20.

10. Зорин, В.А. Основы долговечности строительных и дорожных машин / В.А. Зорин. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с.

11. Ивашков, И.И. Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин / И.И. Ивашков. – М.: Машиностроение, 1981. – 335 с.

12. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

13. Лагерев, А.В. Эрозия паровых турбин: вероятностный подход: в 3 т. Том. 1. Вероятностный анализ эрозии паровых турбин / А.В. Лагерев. – М.: Машиностроение-1, 2006. – 267 с.

14. Сероштан, В.И. Диагностирование грузоподъемных машин / В.И. Сероштан, Ю.С. Огарь, А.И. Головин, А.И. Глазун, М.И. Селиванов, В.В. Рахаев. – М.: Машиностроение, 1992. – 192 с.

15. Лагерев, А.В. Моделирование рабочих процессов и проектирование многоприводных ленточных конвейеров / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев, К.А. Гончаров. – Брянск: РИО БГУ, 2017. – 384 с.

16. Лагерев, А.В. Исследование отказов приводных подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Проблемы исследования систем и средств автомобильного транспорта. – Вып. 2. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2017. – С. 343-349.

17. Толкачев Е.Н. Математическая модель отказа приводов ведущих подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании приводных роликов / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. – № 3. – С. 333-343. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-333-343

18. Лагерев, А.В. Математическая модель конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально замкнутой трассой / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2014. - № 3. – С. 44-52.

19. Толкачев, Е.Н. Влияние положения подвесок на трассе конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при нарушении подвода электропитания приводов / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. – № 4. – С. 426-434. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-447-455

20. Толкачев, Е.Н. Особенности определения усилий, приложенных к подвескам конвейера с подвесной лентой и распреде-

ленным 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>.

Сведения об авторе

Толкачев Евгений Николаевич – кандидат технических наук, 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 AT JAMMING ROLLERS

Tolkachev E.N.

CJSC "Bryanskiy Arsenal" (Bryansk, Russian Federation)

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 jamming rollers 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, failure, jamming rollers, mathematical model, suspended belt, suspension.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-71-78

The study was conducted with the financial support of RFBR grant for research projects carried out by young scientists (My first grant) № 16-38-00058.

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-tekhnicheskiy 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-tekhnicheskiy 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 mashines. *Inzhenerniy 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-tekhnicheskiy 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. Zorin V.A. *Osnovy dolgovechnosti stroitelnykh i dorozhnykh mashin* [Fundamentals of durability of construction and road machinery]. M.: Mashinostroenie, 1986. 248 p. (In Russian)

11. Ivashkov I.I. *Montazh, ekspluatatsiya i remont podemno-transportnykh mashin* [Installation, operation and repair of lifting-transport machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1981. 335 p. (In Russian)

12. Kragelskiy I.V., Dobyichin M.N., Kombalov V.S. *Osnovy raschetov na trenie i iznos* [Fundamentals of calculations on friction and wear]. Moscow, Mashinostroenie, 1977. 526 p. (In Russian)

13. Lagerev A.V. *Eroziya parovykh turbin: veroyatnostnyy podkhod: v 3 t. Tom. 1. Veroyatnostnyy analiz erozii parovykh turbin* [Erosion of steam turbines: a probabilistic approach: in 3 vol. Vol. 1. Probabilistic analysis of steam turbine erosion]. Moscow, Mashinostroenie-1, 2006. 267 p. (In Russian)

14. Seroshtan V.I., Ogar Yu.S., Golovin A.I., Glazun A.I., Selivanov M.I., Rakhaev V.V. *Diagnostirovanie gruzopodemnykh mashin* [The diagnostics of hoisting machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1992. 192 p. (In Russian)

15. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Goncharov K.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov i proektirovanie mnogoprivodnykh lentochnykh konveyerov* [Modeling of work processes and design of multi-drive belt conveyors]. Bryansk, RIO BGU, 2017. 384 p. (In Russian)

16. 1. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Investigation of failures driving suspensions of conveyor with suspension belt and distributed drive. *Materialy Mezhdunar. nauchno-tekhn. konf. "Problemy issledovaniya sistem i sredstv avtomobilnogo transporta"* [Proceedings of the Int. Scientific and Technical Conference "Problems of research of systems and means of motor transport"]. Tula, TGU, 2017, pp. 343-349 (In Russian)

17. Tolkachev E.N. Mathematical model of failure the drives suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive at jamming rollers. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.3, pp. 333-343. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-333-343 (In Russian)

18. 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)

19. Tolkachev E.N. 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. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017. No. 4. pp. 426-434. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-447-455 (In Russian)

20. 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-tekhnicheskii 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)

Author' information

Evgeniy N. Tolkachev – Candidate of Technical Sciences, engineer-constructor at CJSC "Bryanskiy Arsenal", tolkachev_en@mail.ru.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
05.03.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.03.2018



УДК 699.8

ОБЩАЯ ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ВЫБОРА РЕШЕНИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЗАЩИЩЕННОСТИ ОБЪЕКТОВ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ НАСЕЛЕНИЯ ОТ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВОЗДУШНОЙ УДАРНОЙ ВОЛНЫ

Воскобоев В.Ф., Рыбаков А.В., Иванов Е.В.

Академия гражданской защиты Министерства Российской Федерации по делам гражданской обороны, чрезвычайным ситуациям и ликвидации последствий стихийных бедствий (Химки, Россия)

В статье в формализованном виде изложена постановка задачи выбора решений по повышению защищенности объектов жизнеобеспечения населения к воздействию воздушной ударной волны. Представлен алгоритм решения задачи. Основу алгоритма составляет многофакторная модель оценки защищенности объекта к воздействию ударной волны. Особенностью рассматриваемого алгоритма является учет особенностей ударно-волнового воздействия, конструктивных особенностей объекта жизнеобеспечения. Разработанная многофакторная модель позволяет осуществлять выбор мероприятий по повышению защищенности объектов экономики с учетом вклада независимых друг от друга управляемых параметров. Приведен пример расчета для блочной комплектной трансформаторной подстанции полной заводской готовности в железобетонной оболочке.

Ключевые слова: показатель защищенности, объект жизнеобеспечения, многофакторная модель, воздушная ударная волна.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-79-87

В [1-3] были рассмотрены подходы и предложены решения для оценки защищенности объектов строительства различного назначения. В качестве оценки использовался подход, основанный на применении энергетических методов оценки воздействия ударно-волновой нагрузки на опасные производственные объекты. Из предложенного подхода вытекает возможность за счет выбора характеристик элементов конструкции объекта влиять на величину показателя защищенности. Вместе с тем, в указанных работах отсутствует общий подход к оценке мероприятий, направленных на повышение защищенности объекта. Особенно актуальным решением такой задачи становится при рассмотрении объектов жизнеобеспечения населения в условиях возрастающей террористической опасности.

Целью настоящей работы является формулировка задачи выбора решений, направленных на повышение защищенности объектов жизнеобеспечения населения к воздействию воздушной ударной волны.

Постановка задачи.

При действии террористических формирований одной из групп объектов, на которые будет оказываться воздействие, являются объекты жизнеобеспечения населения. Такие воздействия могут быть результатом террористических актов как с применением самодельных взрывных устройств, так и табель-

ных средств поражения, оказавшихся в руках террористических групп. Далее будет рассматриваться сценарий, связанный с воздействием самодельных взрывных устройств.

При сделанных допущениях станут видны пути повышения защищенности объектов жизнеобеспечения населения от воздействия воздушной ударной волны. Имеется принципиально два пути решения задачи повышения защищенности [4].

Первый из них связан с изменением собственных характеристик конструктивных элементов, составляющих объект – использование более высокопрочных марок бетона, изменение характеристик армирования железобетона, выбор структур конструкций оптимальных с точки зрения повышения защищенности.

Второй путь связан с созданием внешних преград, применение которых должно уменьшить или полностью исключить воздействие поражающих факторов.

Исследование мероприятий по повышению защищенности как первым, так и вторым путями может ограничиваться рядом факторов, самым существенным из которых является выделенные ресурсы. Поэтому общая формулировка задачи может приниматься и как сочетание возможных мероприятий обоих направлений повышения защищенности, и как снижение затрачиваемых при этом ресурсов.

Рассмотрим объект жизнеобеспечения населения, который характеризуется:

- соответствующими основными конструкторскими объектами;
- набором возможных мер по изменению характеристик объекта;
- набором средств, обеспечивающих их возможную защиту, а также характеристиками этих средств;

$$\Psi = \Psi(X, E, h, \sigma_y, \rho, A, b, I, L, Z, \Phi_p, \Phi_i, \alpha_p, \alpha_i, \psi_p, \psi_i), \quad (1)$$

где X – половина короткого пролета плиты, м; E – модуль Юнга, Па; h – полная толщина, м; σ_y – предел текучести, Па; ρ – плотность материала, кг/м³; A – площадь поперечного сечения балки, м²; b – ширина балки, м; I – момент инерции поперечного сечения, м⁴; L – длина балки, м; Z – модуль пластического сопротивления, м³; $\Phi_p, \Phi_i, \alpha_p, \alpha_i, \psi_p, \psi_i$ – безразмерные коэффициенты.

Для разрушаемых преград показатель защищенности описывается функцией Δ от набора следующих величин:

$$\Delta = \Delta(h, \rho), \quad (2)$$

где h – толщина разрушаемой преграды, м; ρ – плотность материала разрушаемой преграды, кг/м³.

Каждая из указанных в (1) и (2) величин ограничена своим минимальным и максимальным значениями и изменяется в интервале $[\alpha_{\min}; \alpha_{\max}]$.

Введем соответствующие значения ресурсов на реализацию мер по повышению защищенности:

- для соответствующих характеристик в виде стоимости i -го мероприятия $C(\Psi_i)$, $i = 1 \dots I$;
- для защитных средств (разрушаемых преград) затраты на j -е средство $C(\Delta_j)$, $j = 1 \dots J$.

Каждый из множества вариантов реализации террористического акта $\{\theta\}$ характеризуется следующими величинами: избыточным давлением воздушной ударной волны P , Па; импульсом воздушной ударной волны i , Па·с.

Показатель защищенности можно представить в виде

$$K_z = F[\{\Psi(X_1)\}; \{\Delta(X_2)\}; \{\theta\}].$$

- затратами, связанные с выполнением изложенных в подходах мероприятий, направленных как на изменение характеристик объекта, так и на построение разрушаемых преград.

Повышение устойчивости функционирования за счет изменения соответствующих характеристик объекта описывается функцией Ψ от набора следующих величин:

Рассматривая более подробно параметры, указанные в (1) и (2), следует отметить, что их можно представить в виде двух совокупностей. Соответственно для набора Ψ имеется совокупность $\{X_1\}$ и показатель K_1 , для набора $\Delta - \{X_2\}$ и K_2 . Параметры, входящие в $\{X_1\}$ и $\{X_2\}$, являются изменяемыми и могут быть использованы для изменения величины показателя защищенности. С учетом сказанного:

$$\Psi = \{\Psi[\{X_1\}_i, K_1]\}, \quad i = 1 \dots I;$$

$$\Delta = \{\Delta[\{X_2\}_j, K_2]\}, \quad j = 1 \dots J.$$

Затраты представим в виде:

$$C(\Psi_i) = C[\{X_1\}_i, K_1], \quad i = 1 \dots I;$$

$$C(\Delta_j) = C[\{X_2\}_j, K_2], \quad j = 1 \dots J.$$

Для заданных изменяемых параметров задача выбора мероприятий по защите объектов жизнеобеспечения примет вид:

выбрать такие наборы $\{X_1\}^*$, $\{X_2\}^*$, при которых:

$$K_z = F[\Psi[\{X_1\}^*, K_1]; \Delta[\{X_2\}^*, K_2]; \{\theta\}] = \max F[\Psi[\{X_1\}_i, K_1]; \Delta[\{X_2\}_j, K_2]; \{\theta\}] \quad (3)$$

при условии

$$C = C[\{X_1\}_i, K_1] + C[\{X_2\}_j, K_2] \leq C_{\text{дон}}. \quad (4)$$

Решение.

Для получения решения задачи (3) при ограничениях (4) требуется определить вид функции F . Для этого воспользуемся формулой нахождения значений показателя защищенности, предложенной в [2]:

$$K_z = \frac{\langle i \rangle_{\max} \langle P \rangle_{\max}}{\langle P \rangle_p \langle i \rangle_p}, \quad (5)$$

где $\langle P \rangle_p$ – рассчитанное значение приведенного давления; $\langle i \rangle_p$ – рассчитанное значение приведенного импульса; $\langle P \rangle_{\max}$ – асимптотическое значение приведенного давления; $\langle i \rangle_{\max}$ – асимптотическое значение приведенного импульса.

Значения $\langle P \rangle_p$ и $\langle i \rangle_p$ могут быть выражены через характеристики $\{X_1\}$ и $\{X_2\}$ соответственно (табл. 1).

Таблица 1

Формулы расчета приведенных давления и импульса для основных типов конструктивных элементов [5]

Элемент конструкции	Формулы для расчета	
	безразмерного давления	безразмерного импульса
Плита	$\langle P \rangle = \frac{PX^2}{\Phi_p \sigma_p h^2}$	$\langle i \rangle = \frac{i\sqrt{E}}{\Phi_i \sigma_y \sqrt{\rho h}}$
Колонна	$\langle P \rangle = \frac{PA_1 XL}{\alpha_p EI}$	$\langle i \rangle = \frac{iA_1 h \sqrt{E}}{\alpha_i \sigma_y \sqrt{mLI}}$
Балка	$\langle P \rangle = \frac{PbL^2}{\Phi_p \sigma_y ZbL^2}$	$\langle i \rangle = \frac{ib\sqrt{EI}}{\Phi_i \sigma_y Z \sqrt{\rho A}}$
Лента	$\langle P \rangle = \frac{PbLE^{0,5}}{A\sigma_y^{2,5}}$	$\langle i \rangle = \frac{ib\sqrt{E}}{A\sigma_y b \sqrt{\rho E}}$

Снижение давления за разрушаемой преградой в зависимости от плотности материала преграды и ее толщины описывается изображенной на рис. 1 зависимостью [6]

$$(\Delta p / \Delta p_0) \sim (\rho h / R_0),$$

где Δp , Δp_0 – избыточное давление воздушной ударной волны за преградой и перед преградой соответственно; R_0 – эффективный радиус заряда.

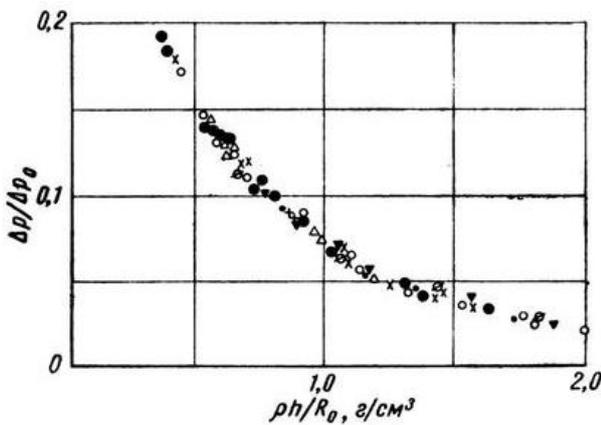


Рис. 1. Зависимость $(\Delta p / \Delta p_0)$ от $(\rho h / R_0)$ [6]

В качестве допущения примем, что для импульса указанная зависимость также будет справедлива. Подставляя значения из табл. 1 в (5), например, для плиты, получим:

$$K_{zX_1} = \frac{\langle i \rangle_{\max} \langle P \rangle_{\max}}{i\sqrt{E}} \times \frac{PX^2}{\Phi_p h^2 \sigma_y} =$$

$$= \frac{\langle i \rangle_{\max} \langle P \rangle_{\max} \Phi_i \Phi_p h^3 \sigma_y^2 \sqrt{\rho}}{PiX^2 \sqrt{E}}. \quad (6)$$

Учитывая зависимость P и i от свойств разрушаемых преград (рис.1), в случае их применения, получим:

$$K_{zX_2} = \frac{\langle i \rangle_{\max} \langle P \rangle_{\max} \Phi_i \Phi_p h^3 \sigma_y^2 h_{прегр}^2 \rho_{прегр}^2 \sqrt{\rho}}{3600 P_0 R_0^2 i_0 X^2 \sqrt{E}}.$$

Значения $\langle P \rangle_{\max}$ и $\langle i \rangle_{\max}$ берутся из графиков [5]. Выражение (6) определяет вид функции F в (3).

Дальнейшие пути решения задачи сводятся к следующему: на первом этапе определяется, какой из путей (1 или 2) является более эффективным. Для получения конкретных решений определяются значения характеристик в наборах $\{X_1\}$ и $\{X_2\}$. Например, из всего пути (1) в качестве мероприятий выбираются меры, связанные с усилением балок, образующих каркас здания, т.е. значения A и L . Остальные величины табл. 1 будут оставаться константами. По аналогии следует производить выбор параметров для других конструктивных элементов или внешних средств защиты.

Далее необходимо определить приращение показателя защищенности, как при изменении выбранных собственных характеристик, так и при изменении параметров внешних средств защиты. Это достигается путем вычисления модуля градиента функции K_z в виде:

$$|grad K_z|_{X_1} = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial K_z}{\partial X_{1i}} \right)^2}; \quad (7)$$

$$|grad K_z|_{X_2} = \sqrt{\sum_o \left(\frac{\partial K_z}{\partial X_{2o}} \right)^2}, \quad (8)$$

где X_{1i} – соответствующая изменяемая характеристика объекта жизнеобеспечения; X_{2j} – соответствующая изменяемая характеристика средств защиты.

Выбор изменяемых характеристик определяет число членов суммы как в (7), так и в (8).

Для выбранного выше конкретного состава изменяемых характеристик как объекта, так и внешних защитных средств необходимо определить требуемые затраты, т.е. оценить значения $C(\Psi_i)$ и $C(\Delta_j)$:

$$d_1 = \frac{|grad K_z|_{X_2}}{C(\Psi_i)}; \quad (9)$$

$$d_2 = \frac{|grad K_z|_{X_2}}{C(\Delta_j)}. \quad (10)$$

Далее проводим проверку соблюдения условия (9) – является ли выбранный путь повышения защищенности объекта жизнеобеспечения допустимым с точки зрения выделенных ресурсов. В случае отрицательного ответа следует изменить ранее выбранный набор параметров, изменяя те, которые ранее рассматривались как константы, либо оценить эффективность второго пути обеспечения защищенности объекта, а затем повто-

рить операцию по оценке d_i при новых данных. При повторении данных операций возможен выбор набора мероприятий удовлетворяющих (3) и (4).

Один из возможных вариантов состоит в следующем. Как правило, затраты на первоначальное строительство объекта жизнеобеспечения являются наиболее значимыми и существенно превышают затраты на создание внешних защитных устройств. Поэтому в значениях $C(\Psi_i)$ следует выбрать минимально возможную величину C_0 , обусловленную типовым вариантом проекта объекта жизнеобеспечения. В этом случае задача повышения защищенности сводится к выбору характеристик внешних защитных устройств и установления соответствующего уровня затрат. Если новый выбранный вариант характеристик внешних преград требует затрат $C(\Delta_j) > C_{don}$, то следует выбрать такие характеристики внешних преград, для которых выполняется условие:

$$C = C_0 + C\{X_2\}_j, K_2 \leq C_{don}.$$

В качестве примера реализации алгоритма рассмотрим блочную комплектную трансформаторную подстанцию полной заводской готовности в железобетонной оболочке 35/10/0,4 (схема представлена на рис. 2). Характеристики конструктивных элементов трансформаторной подстанции представлены в табл. 2.

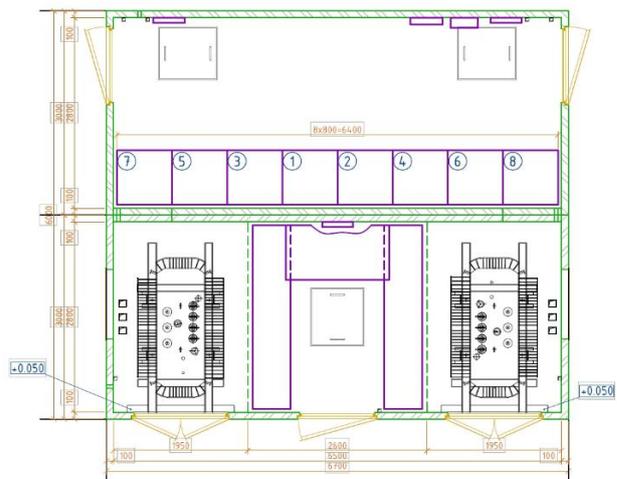


Рис. 2. Внешний вид трансформаторной подстанции и схема с размерами и размещением оборудования

Таблица 2

Характеристики конструктивных элементов трансформаторной подстанции

Наименование объекта	Размеры				Характеристики конструкции		
	Длина, м	Ширина, м	Высота, м	Материал и толщина	Модуль упругости, МПа	Предел текучести, МПа	Предел прочности, МПа
Конструкция подстанции	6,7	6	2,9	Железобетонные плиты 100 мм	$0,08 \cdot 10^5$	10	7,23
Стена фронтальная	6,7	0,1	2,9	Железобетонные плиты 100 мм	$0,08 \cdot 10^5$	10	7,23
Стена боковая	2*3	0,1	2,9				
Перекрытия	(6)						
Плиты тыльные малые		0,18	3			10	7,23
	6,7	0,1	2,9			10	7,23
Двери	0,42	0,002	2,15	Стальной лист	$2,07 \cdot 10^5$	228	-
	1,95						

Трансформаторная подстанция состоит из следующих конструктивных элементов:

1) стены: 3 вида железобетонных плит;

2) двери: 1 вид дверей;

- перекрытия: 1 вид железобетонных плит.

Указанные конструктивные элементы имеют следующие характеристики:

- для стен (плиты):

1-я плита - $\Phi_i = 0,33$; $\Phi_p = 0,17$; $h = 0,1$ м; $\sigma_y = 10$ МПа; $\rho = 1100$ кг/м³; $X = 1,38$ м; $E = 8 \cdot 10^3$ МПа;

2-я плита - $\Phi_i = 0,3$; $\Phi_p = 0,16$; $h = 0,1$ м; $\sigma_y = 10$ МПа; $\rho = 1100$ кг/м³; $X = 0,21$ м; $E = 8 \cdot 10^3$ МПа;

3-я плита - $\Phi_i = 0,33$; $\Phi_p = 0,17$; $h = 0,1$ м; $\sigma_y = 10$ МПа; $\rho = 1100$ кг/м³; $X = 1,38$ м; $E = 8 \cdot 10^3$ МПа;

- для перекрытий (балка, работающая на изгиб):

$\Psi_p = 23,1$; $\Psi_i = 0,86$; $b = 3$ м; $L = 6,7$ м; $Z = 2,5 \cdot 10^{-3}$ м³; $\sigma_y = 10$ МПа; $E = 8 \cdot 10^3$ МПа; $I = 4,58 \cdot 10^{-5}$ м⁴; $\rho = 1100$ кг/м³; $A = 0,67$ м²;

- для дверей (гибкая лента):

$b = 1,95$ м; $E = 8 \cdot 10^3$ МПа; $\rho = 7000$ кг/м³; $A = 0,0022$ м²; $\sigma_y = 228$ МПа; $L = 2,15$ м.

Характеристики воздействия ударно волновой нагрузки $\{\theta\}$ определяются величинами избыточного давления и импульса, которые в свою очередь зависят от типа применяемых взрывных устройств и расстояния от эпицентра взрыва до объекта воздействия. Формулы для нахождения параметров воздушной ударной волны приведены в [7].

В качестве примера рассмотрим подрыв самодельного взрывного устройства с тротиловым эквивалентом в 100 кг на расстоянии от объекта воздействия 20 метрам. Значения рассчитанных избыточного давления и импульса составят: $P = 47638$ Па, $i = 486$ Па·с. Фронтально обращена к эпицентру взрыва 3-я плита. При таких условиях значения K_z для 1-й плиты будут равны 12, для 2-й плиты - 4,5, для 3-й плиты - 0,05, для двери - 4, для потолочных перекрытий - 3,5.

Таким образом, прогнозируется разрушение только 3-й плиты, фронтально расположенной к эпицентру взрыва, для нее и будем проводить последующие расчеты. Подставив указанные исходные данные в формулу (6), получим $K_z = 0,05$.

В качестве изменяемых характеристик по первому пути примем σ_y и h , остальные будем считать постоянными. Стоимость изменения величин примем:

- увеличение предела текучести используемой арматуры на 1 МПа будет стоить 793 руб ($C_{\sigma_y} = 7,93 \cdot 10^{-4}$ руб/Па);

- стоимость увеличения толщины стены на 1 см будет равна 18000 руб ($C_h = 1,8 \cdot 10^6$ руб/м).

Остальные переменные оставим без изменений. В качестве ограничений, как было сказано ранее, рассмотрим ограничения по ресурсам. Допустимое их значение будем составлять 500 000 руб. Максимальные значения $\sigma_y = 15$ МПа и $h = 0,5$ м.

Решим задачу по определению оптимальных значений изменяемых величин, при

которых K_z будет принимать максимальные значения.

По результатам расчетов, полученных методом обобщенного приведенного градиента [8], значения показателя защищенности при такой постановке задачи удастся увеличить до 5,6, при этом σ_y будет составлять 15 МПа, а h - 0,37 м. Все выделяемые ресурсы будут истрачены.

В качестве изменяемых характеристик по второму пути примем за изменяемую величину толщину разрушаемой преграды $h_{прегр}$. Значение эффективного радиуса заряда R_0 при плотности ТНТ, равной 1,663 г/см³, и массой ТНТ, равной 66,5 кг, составит 21 см. Плотность материала $\rho_{прегр}$, из которого состоит преграда, примем 2,5 г/см³. Стоимость изменения величины $h_{прегр}$ примем $C_h = 1,8 \cdot 10^6$ руб/м. Ограничение по ресурсам, определим равным 500 000 руб, максимальное значение величины $h_{прегр} = 1$ м.

Решим задачу по определению оптимальных значений изменяемой величины, при которых K_z будет принимать максимальные значения.

По результатам расчетов значения показателя защищенности при такой постановке задачи удастся увеличить до 143. При этом $h_{прегр}$ будет составлять 0,27 м. Все выделяемые ресурсы будут истрачены. В том случае, если необходимо привести объект к тому же состоянию, что наблюдался и в первом случае, величина $h_{прегр}$ будет составлять 0,06 м.

Ожидаемая экономия должна составить порядка 400 000 руб.

Для расчета значений градиента воспользуемся формулами (7) и (8). Подставив в них найденные оптимальные значения управляемых параметров, рассчитаем значения модулей градиентов:

$$|grad K_z|_{X_1} = \sqrt{\left(\frac{\partial K_z}{\partial \sigma_y}\right)^2 + \left(\frac{\partial K_z}{\partial h}\right)^2} =$$

$$= \left[\left(3 \frac{\langle i \rangle_{\max} \langle P \rangle_{\max} \Phi_i \Phi_p h^2 \sigma_y^2 \sqrt{\rho}}{\pi X^2 \sqrt{E}} \right)^2 + \left(2 \frac{\langle i \rangle_{\max} \langle P \rangle_{\max} \Phi_i \Phi_p h^2 \sigma_y^2 \sqrt{\rho}}{\pi X^2 \sqrt{E}} \right)^2 \right]^{0,5} = 43,7;$$

$$|grad K_z|_{X_2} = \frac{\partial K_z}{\partial h_{прегр}} =$$

$$= 2 \frac{\langle i \rangle_{\max} \langle P \rangle_{\max} \Phi_i \Phi_p h^3 \sigma_y^2 \sqrt{\rho} h_{прегр} \rho_{прегр}^2}{0,0036 P_0 R_0^2 i_0 X^2 \sqrt{E}} = 1032.$$

Оценка значений требуемых затрат $C(\Psi_i)$ и $C(\Delta_j)$, проведенная по формулам (9) и (10), показала: $d_1 = 8,74 \cdot 10^{-5}$, $d_2 = 2,06 \cdot 10^{-3}$.

Найдем решения задачи по определению рациональных параметров стены трансформаторной подстанции при изменении значений ресурсов при прочих постоянных исходных данных. Результаты представлены в табл. 3.

Таблица 3

Требуемые затраты d_1 и d_2

Ограничения ресурсов, руб	50000	100000	250000	500000	1000000
$ grad K_z _{X_1}$	5,02	7,5	17,8	44,9	79,6
$ grad K_z _{X_2}$	103,2	206,4	515,9	1031,9	1857,4
d_1	0,0001	$7,4 \cdot 10^{-5}$	$7,1 \cdot 10^{-5}$	$8,9 \cdot 10^{-5}$	$7,9 \cdot 10^{-5}$
d_2	0,002	0,0021	0,0021	0,0021	0,0018
Среднее значение d_1	$8,32 \cdot 10^{-5}$				
Среднее значение d_2	$2,02 \cdot 10^{-3}$				

Из табл. 3 видно, что наиболее предпочтительным способом повышения защищенности трансформаторной подстанции является постановка внешних защитных устройств.

На рис. 3 представлен график зависимости значений показателя защищенности от объема финансовых средств, выделяемых для повышения защищенности объекта. Он показывает, что предпочтительным путем

повышения защищенности объектов жизнеобеспечения является изменение управляемых параметров X_{2j} . При указанных ограничениях проведение защитных мероприятий целесообразно осуществлять путем применения разрушаемых преград.

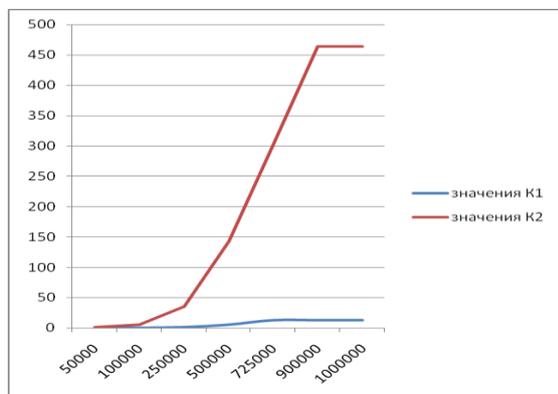


Рис. 3. График зависимости значений показателя защищенности от объема финансовых ограничений и вида выполняемых мероприятий защиты

Заключение.

В работе изложены многофакторные модели и алгоритм методики повышения защищенности объектов жизнеобеспечения населения к воздействию воздушной ударной волны.

Особенностью рассматриваемого алгоритма является учет:

- сценариев ударно-волновых воздействий;
- конструктивных особенностей объекта жизнеобеспечения;
- различных способов повышения защищенности объектов жизнеобеспечения.

Разработанная многофакторная модель позволяет осуществлять выбор мероприятий по повышению защищенности объектов экономики с учетом вклада независимых управляемых параметров. Эта особенность может быть использована при обосновании комплекса мероприятий по повышению защищенности объекта экономики в случае возрастания террористической угрозы.

Список литературы

1. Рыбаков, А.В. О подходе к определению показателя защищенности зданий и сооружений опасного производственного объекта / А.В. Рыбаков, Е.В. Иванов, А.М. Са-

винов, И.Я. Геккель // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. – 2017. - №2 - С.33-40.

2. Рыбаков, А.В. О подходе к определению показателя и построение шкалы оценки защищенности опасного производственного объекта / А.В. Рыбаков, Е.В. Иванов, Д.С. Седов, Р.Е. Овсянников // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. - №3 – С. 344-352. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-344-352

3. Мухин, В.И. О методике оценки состояния потенциально опасных объектов при воздействии воздушной ударной волны от обычных средств поражения / В.И. Мухин, А.В. Рыбаков, Е.В. Иванов, Г.В. Панин // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. – 2017. - №1 - С.7-15.

4. Рейхов, Ю.Н. Научное обоснование перечня и состава мероприятий по обеспечению устойчивости функционирования организаций, необходимых для выживания населения при военных конфликтах или вследствие этих конфликтов / Ю.Н. Рейхов, В.Ф. Воскобоев, К.В. Тугушов // Итоговый отчет о НИР. – 2017. – 233 с.

5. Бейкер, У. Взрывные явления. Оценка и последствия / У. Бейкер, П. Кокс, П. Уэстайн. - М.: Мир, 1986. – 319 с.

6. Физика взрыва. М.: Изд-во АН СССР, 1952. - 117 с.

7. Кочетков, К.Е. Аварии и катастрофы. Предупреждение и ликвидация последствий / К.Е. Кочетков, В.А. Котляревский, А.В. Забегаев А.В. // М.: Ассоциация строительных вузов, 1996. – 383 с.

8. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование / Д. Химмельблау.– М.: Мир, 1975. – 534 с.

Об авторах

Воскобоев Виктор Федорович - доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки РФ, профессор кафедры ФГБВОУ ВО «Академии гражданской защиты Министерства Российской Федерации по делам гражданской обороны, чрезвычайным ситуациям и ликвидации последствий стихийных бедствий», v.voskoboev@amchs.ru.

Рыбаков Анатолий Валерьевич - доктор технических наук, доцент, начальник лабо-

ратории информационного обеспечения населения и технологий информационной поддержки РСЧС ФГБВОУ ВО «Академии гражданской защиты МЧС России», *anatoll_rubakov@mail.ru*.

Иванов Евгений Вячеславович - адъюнкт научно-исследовательского центра ФГБВОУ ВО «Академии гражданской защиты МЧС России», *linia-zhizni@yandex.ru*.

GENERAL STATEMENT OF THE CHALLENGE OF SELECTION OF DECISIONS TO IMPROVE THE PROTECTION OF OBJECTS OF LIFE SUPPORT FROM THE POPULATION FROM THE IMPACT OF AIR SHOCK WAVE

Voskoboev V.F., Rybakov A.V., Ivanov E.V.

Academy of Civil Defense of the Ministry of the Russian Federation for Civil Defense, Emergencies and Elimination of Consequences of Natural Disasters (Khimki, Russian Federation)

The formulation of the problem of choosing solutions to improve the security of life support facilities for the population to the effect of an air shock wave from conventional weapons is set forth in the article in a formalized form. An algorithm for solving the problem is presented. A multi-factor model for assessing the security of an object against the impact of a shock wave is the basis of the algorithm. Feature of the considered algorithm is the account of scenarios of application of various means of defeat, constructive features of object of life-support. The developed multifactor model allows to choose the measures for increasing the security of economic objects taking into account the contribution of independent controllable parameters. The example of calculation for the block complete transformer substation of the full factory readiness in the reinforced concrete shell is given.

Keywords: *index of security, life support facility, multi-factor model, air shock wave.*

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-79-87

References

1. Rybakov A.V., Ivanov E.V., Savinov A.M., Haeckel I.Ya. On the Approach to Determining the Index of Protection of Buildings and Structures of a Dangerous Production Object. *Scientific and Educational Problems of Civil Protection*, 2017, No.2, pp. 33-40. (In Russian)
2. Rybakov A.V., Ivanov E.V., Sedov D.S., Ovsyannikov R.E. On the approach to determining the indicator and the construction of a scale for assessing the security of a hazardous production facility. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No. 3, pp. 344-352. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-344-352 (In Russian)
3. Mukhin V.I., Rybakov A.V., Ivanov E.V., Panin G.V. About a technique of an estimation

of a condition of potentially dangerous objects at influence by an air shock wave from usual means of defeat. *Scientific and educational problems of a civil protection*, 2017, No.1, pp. 7-15. (In Russian)

4. Reykhov Yu.N., Voskoboev V.F., Tugushov K.V. Scientific substantiation of the list and composition of measures to ensure the sustainability of the functioning of organizations necessary for the survival of the population in military conflicts or as a consequence of these conflicts. Final report on R&D, 2017. 233 p. (In Russian)

5. Baker U., Cox P., Westin P. Explosive phenomena. Evaluation and consequences. Moscow, Mir, 1986. 319 p. (In Russian)

6. Physics of the explosion. Moscow, Izdatelstvo AN SSSR, 1952. 117 p. (In Russian)

7. Kochetkov K.E., Kotlyarevsky V.A., Zabegeev A.V. Accidents and disasters. Prevention and elimination of consequences. Moscow, Assotsiatsiya stroitelnykh vuzov, 1996. 383 p. (In Russian)

8. Himmelblau D. Applied nonlinear programming. Moscow, Mir, 1975. 534 p. (In Russian)

Authors' information

Viktor F. Voskoboev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Honored Scientist of the Russian Federation, Professor of the Department at Academy of Civil Protection of the Ministry of the Russian Federation for Civil Defense, Emergencies and Elimination of Consequences of Natural Disasters,

v.voskoboev@amchs.ru.

Anatoliy V. Rybakov - Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Laboratory of Information Support for the Population and Information Support Technologies of the ESIA FGGBU at Academy of Civil Protection of the Ministry of the Russian Federation for Civil Defense, Emergencies and Elimination of Consequences of Natural Disasters, *anatoll_rubakov@mail.ru.*

Evgeny V. Ivanov - adjunct of the Research Center at Academy of Civil Protection of the Ministry of the Russian Federation for Civil Defense, Emergencies and Elimination of Consequences of Natural Disasters, *linia-zhizni@yandex.ru.*

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
07.03.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.03.2018



УДК 656.073.27

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНОГО ФРОНТА ХОЛОДИЛЬНОГО СКЛАДА

Ибрагимов Н.Н., Исматуллаев А.Ф.

Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта (Ташкент, Узбекистан)

Холодильные склады располагают лишь ограниченным количеством средств механизации и обслуживающего персонала и не всегда способны удовлетворить все поступающие грузопотоки. В связи с ростом грузооборота плодоовощной продукции сооружаются и реконструируются холодильные склады с примыканием железнодорожного транспорта, однако всё ещё остаются открытыми вопросы функционирования участка погрузки и разгрузки. Ежедневно создаются ситуации, когда возникает массовый спрос на обслуживание транспортных потоков. При этом характерным является большая неравномерность объёма поступления рефрижераторных вагонов. В связи с сооружением и реконструкцией холодильных складов осуществляются мероприятия по усилению технического оснащения погрузочно-разгрузочных фронтов и, в первую очередь, повышение условия перевозки плодоовощной продукции. Определение оптимальных параметров погрузочно-разгрузочного фронта с помощью математических методов имеет большое значение для дальнейшего улучшения и совершенствования эксплуатационной работы холодильных складов. В статье обсуждаются вопросы определения оптимального числа подач рефрижераторных вагонов к холодильному складу, времени выполнения грузовых операций и, в конечном счете, поиска оптимальной перерабатывающей способности погрузочно-разгрузочных фронтов. Цель исследования состоит в выборе оптимальных значений параметров в зависимости от типа погрузочно-разгрузочного фронта (внешний подход или внутренний ввод железнодорожного пути на холодильный склад). Для достижения поставленной цели использовалась экономико-математическая модель, которая сводится к получению развернутого выражения эксплуатационных расходов. Получена экономико-математическая модель позволяющая определить оптимальные значения параметров погрузочно-разгрузочного фронта. Практическая значимость работы при реализации её результатов заключается в возможности снижения эксплуатационных расходов в зависимости от типа погрузочно-разгрузочного фронта.

Ключевые слова: железнодорожный транспорт, холодильный склад, погрузочно-разгрузочный фронт, рефрижераторный вагон, плодоовощная продукция, погрузка, разгрузка, транспортная тара.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-88-96

В Центральной Азии перевозка плодоовощной продукции в основном осуществляется железнодорожным или автомобильным транспортом. Каждая тонна различных грузов в процессе доставки перегружается несколько раз, что значительно увеличивает объём погрузочно-разгрузочных работ и обуславливает их сложность и трудоёмкость, в первую очередь, на погрузочно-разгрузочном фронте [1-5].

На сегодняшний день помимо существующих проблем в системе доставки грузов наблюдается недостаточное развитие логистических объектов, которые можно было бы использовать для организации хранения, переработки и упаковки плодоовощной продукции [6-10]. Значительное влияние на погрузочно-разгрузочные операции оказывают технология и условия перевозок плодоовощной продукции.

Анализ работ по определению оптимальных значений параметров погрузочно-разгрузочного фронта.

В настоящее время известно три метода определения технической оснащённости.

1) метод, в котором техническая оснащённость определяется исходя из того, что транспортные средства не должны простаивать под грузовыми операциями больше нормативного времени;

2) наиболее обоснованный метод, разработанный в Московском государственном университете путей сообщения, согласно которому параметры погрузочно-разгрузочного фронта определяются, исходя из условий достижения минимума суммарных эксплуатационных расходов;

3) метод, в котором техническая оснащённость определяется с помощью имитационной модели, позволяющей автоматически определять значения параметров погрузочно-разгрузочного фронта, меняя при этом условия протекания процесса.

Стоит отметить, что второй метод определения наиболее рациональных значений параметров погрузочно-разгрузочного фронта признаётся многими специалистами более

правильным, так как приводит к минимальным суммарным затратам. Так, например в [11] отмечается, что для расчёта технической оснащённости погрузочно-разгрузочного фронта необходима следующая информация:

- среднесуточный грузооборот в вагонах или в тоннах;
- характеристика неравномерности поступления вагонов;
- затраченное время на подачу и уборку вагонов;
- производительность погрузочно-разгрузочного фронта;
- соединяющий железнодорожный путь со складами.

При этом число погрузочно-разгрузочных машин должно удовлетворять потребной перерабатывающей способности, определяемой объёмом работы склада, т.е.

$$Z \geq \frac{Q_c K_n}{365 \Pi (T - x t_m)}, \quad (1)$$

где Q_c – объём переработки грузов на складе в тонно-операциях за год, т/год; K_n – коэффициент неравномерности, учитывающий сезонные колебания; Π – часовая эксплуатационная производительность погрузочно-разгрузочного фронта или установки, ч; t_m – время на подачу и уборку или перестановку вагонов на выставочный путь, ч; x – число подач и уборок вагонов к погрузочно-разгрузочному фронту; T – время работы погрузочно-разгрузочного фронта в часах; 365 – дней в году.

Большой вклад в оптимизацию технического оснащения погрузочно-разгрузочного фронта внёс проф. А.А. Смехов [12]. В своих работах он внёс основные разновидности определения оптимальных параметров технического оснащения:

- определение параметров технического оснащения;
- выбор очередности замены эксплуатируемых погрузочно-разгрузочных машин;
- определение параметров нескольких погрузочно-разгрузочных фронтов, взаимодействующих друг с другом;
- определение параметров нескольких взаимодействующих друг с другом погрузочно-разгрузочных фронтов с учётом многоэтапного их развития.

При оптимизации технического оснащения и работы погрузочно-разгрузочного

фронта требуется найти такие значения u , x и T , которые бы минимизировали величину приведенных затрат:

$$R^* = \min_{x, y, T} R(x, y, T), \quad (2)$$

если при этом на u , x и T налагаются ограничения:

$$\left. \begin{aligned} x_{\min} &\leq x \leq x_{\max}; \\ y_{\min} &\leq y \leq y_{\max}; \\ T_{\min} &\leq T \leq T_{\max}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Устанавливая границы изменения x и u справа и слева, следует учитывать эксплуатационно-экономические соображения. Что касается величины T , то минимальное время работы погрузочно-разгрузочного фронта T_{\min} обычно не меньше одной рабочей смены.

В работе [13] дается определение оптимального количества погрузочно-разгрузочных машин в зависимости от общих расходов, связанных с работой и простоем транспортных потоков в ожидании обслуживания погрузочно-разгрузочного фронта:

$$C_{\min} = C_{nm} T_{nm} + C_{pm} + C_{mn} T_{mn}, \quad (4)$$

где C_{nm} – приведенная себестоимость одного часа простоя погрузочно-разгрузочных машин, руб.; C_{mn} – приведенная себестоимость одного часа простоя транспортных средств, руб.; C_{pm} – приведенная себестоимость часа работы погрузочно-разгрузочных машин, руб.

В формуле (4) учитываются расходы, связанные с эксплуатацией и простоем средств механизации, транспортных средств, минимум которых даёт оптимальное число погрузочно-разгрузочных машин при определенном объёме работ.

В работе [14] рассматривались закономерности изменения приведенных затрат в зависимости от фактического времени простоя вагонов. Суммарные приведенные затраты по погрузочно-разгрузочному фронту представлялись как сумма четырех составляющих:

$$\Pi_{\Phi}^P = \Pi_{\Phi} + \Pi_{\Pi} + \Pi_3 + \Pi_{\sigma-\sigma}, \quad (5)$$

где Π_{Φ} – приведенные затраты по строительной части погрузочно-разгрузочного фронта; Π_{Π} – приведенные затраты по погрузочно-разгрузочным машинам; Π_3 – расходы на заработную плату рабочим; $\Pi_{\sigma-\sigma}$ – стоимость простоя вагонов за время их перегрузки.

В работе [15] была построена имитационная модель в среде AnyLogic. Был использован дискретно-событийный подход, который позволил рассмотреть процесс разгрузки транспортных средств с помощью имитационной модели. Также были рассчитаны основные показатели эффективности погрузочно-разгрузочного фронта, которые могут быть рассмотрены при наличии статистической информации о функционировании реального объекта. Целью поиска оптимизации функционирования погрузочно-разгрузочного фронта являются:

- коэффициент загрузки каналов;
- средняя длина очереди;
- среднее время ожидания обслуживания;
- вероятность ожидания обслуживания.

Имитационная модель позволяет оценить перерабатывающую способность в условиях различных видов заявок, предназначенных для визуализации, анализа и поиска устойчивых параметров.

В работе [16] предложена система приоритетов транспортного обслуживания производственных подразделений промышленных предприятий, учитывающая влияние различных факторов. На ее основе выстроены основные этапы методики обслуживания погрузочно-разгрузочного фронта, позволяющей в оперативном режиме определять оптимальную очередность транспортного обслуживания производственных подразделений.

В работе [17] рассмотрены основные предпосылки, лежащие в основе построения системы управления погрузочно-разгрузочным фронтом. Сформулированы основные положения системного и программно-целевого подхода применительно к элементарной логистической системе – погрузочно-разгрузочному фронту.

В работе [18] содержится описание имитационной модели работы грузового фронта в условиях обслуживания четырех категорий транспортных средств. Автор считает, что с помощью имитационной модели можно рассчитать основные показатели эффективности работы.

В работе [19] определены следующие критерии оптимизации:

- минимизация значений времени нахождения груза на погрузочно-разгрузочном фронте

$$T_p \rightarrow \min, \quad (6)$$

- минимизация затрат, связанных с выполнением операций, производимых на погрузочно-разгрузочном фронте

$$C_{нрф} \rightarrow \min. \quad (7)$$

При этом время нахождения груза в течение суток состоит из ряда переменных:

$$T_p = t_{ny}^{ож} + t_{нр} + t_{ny}^{ож} + t_a^{ож} + t_a, \quad (8)$$

где $t_{ny}^{ож}$, $t_{нр}$, $t_a^{ож}$ – продолжительность ожидания соответственно подачи-уборки вагонов, погрузки-выгрузки и грузовых операций автомобилями, ч; t_{ny} , $t_{нр}$, t_a – продолжительность соответственно подачи-уборки вагонов, погрузки-выгрузки вагонов и погрузки-выгрузки автомобиля, ч.

Затраты, связанные с выполнением операций, производимых на погрузочно-разгрузочном фронте, будут равны:

$$C_{нрф} = \sum_{i=1}^k C_i, \quad (9)$$

где k – виды затрат на выполнение операций погрузочно-разгрузочного фронта.

Для моделирования авторы выбрали сети Петри, которые позволили исследовать вероятностные процессы с учётом отказов и очередей.

В работах [20, 21] было выявлено, что на определение рациональных значений параметров погрузочно-разгрузочного участка в первую очередь влияет технология и условия перевозки тарно-штучных грузов.

Анализ методологии определения наиболее рациональных значений параметров погрузочно-разгрузочного фронта показал, что основное внимание направлено на переменные параметры, такие, как количество подач, количество погрузочно-разгрузочных машин, но при этом недостаточно внимания уделено типу погрузочно-разгрузочного фронта.

Выбор оптимальных значений параметров погрузочно-разгрузочного фронта.

Управляемым параметром является перерабатывающая способность $Q_{нр}$, определяемая простом подвижного состава под грузовыми операциями $t_{обс}$ и временем работы холодильного склада в течение суток $T_{скл}$. Между переменными $Q_{нр}$, $t_{обс}$, t_m , $T_{скл}$, q_v , $n_{ваг}$ существует зависимость, определяемая соотношением

$$Q_{пер} = \frac{T_{скл} q_e n_{ваг}}{(t_m + t_{обсл}) m_{под}}$$

Величина $t_{обсл}$ зависит от количеством подач $m_{под}$ на грузовой фронт холодильного склада.

Математическая модель определения оптимальных параметров погрузочно-разгрузочного фронта выглядит следующим образом: для заданных характеристик входящего потока и типа обслуживания необходимо найти такие $m_{под}$, $T_{скл}$, которые привели бы критерий оптимизации к минимуму:

$$R = f(m_{под}, T_{скл}) \rightarrow \min. \quad (10)$$

На величины параметров накладывается система ограничений, определяемых эксплуатационными соображениями:

$$\left. \begin{aligned} m_{под}^{\min} \leq m_{под} \leq m_{под}^{\max}; \\ T_{скл}^{\min} \leq T_{скл} \leq T_{скл}^{\max}; \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где R – суммарные эксплуатационные расходы, тыс. руб.; $m_{под}$ – количество подач; $T_{скл}$ – рабочее время склада, ч; $Q_{пер}$ – перерабаты-

вающая способность погрузочно-разгрузочного фронта, т/сут; $t_{обсл}$ – время затрачиваемое на погрузочно-разгрузочные операции; t_m – время на подачу и уборку вагонов, ч; q_e – размер транспортной партии груза в одном вагоне, т.

Минимальные значения параметров $m_{под}$ определяются требованиями выполнения заданного объёма работы холодильного склада, а максимальные значения – наличием выделенных ресурсов. Из физического смысла следует, что $T_{скл}^{\max} = 24$ ч.

В общем виде выражение для критерия оптимизации погрузочно-разгрузочного фронта может быть записано следующим образом:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4. \quad (11)$$

Расходы, связанные с обслуживанием при внешнем расположении железнодорожного пути, составляют

$$R_1 = \frac{n_{ваг} l_{ваг}}{m_{под}} \cdot \frac{(C_{жд} + B_p C_p + (B_p + 5) C_T)(\alpha_a + \beta_p + H_u) \cdot 10^{-5}}{365}, \quad (12)$$

где $n_{ваг}$ – количество поступивших вагонов на погрузку или разгрузку на холодильный склад, ваг/сут; $l_{ваг}$ – длина одного рефрижераторного вагона, м; B_p – ширина грузовой рампы с козырьком, м; 5 – ширина участка земли, занимаемого складом и подъездным путём снаружи холодильного склада, м; $C_{жд}$ – стоимость одного метра длины железнодорожного пути, руб./м; C_p – стоимость 1 м² грузовой рампы с козырьком, руб.; C_T – стоимость 1 м² земельного участка, занимаемая холодильным складом или подъездным

путём, руб./м²; α_a – амортизационные отчисления, включающие расходы на полное восстановление и капитальный ремонт зданий и сооружений, %; α_p – отчисления на текущий ремонт склада и железнодорожного пути, %; H_u – ставка на налога на имущество, %; 10^{-5} – пересчёт процентов в десятичные дроби и руб. в тыс. руб.

Расходы, связанные с обслуживанием при внутреннем расположении железнодорожного пути в складское здание, составляют

$$R_2 = \frac{n_{ваг} l_{ваг}}{m_{под}} \cdot \frac{(C_{жд} + (B_p + 5) H C_{скл})(\alpha_a + \beta_p + H_u) \cdot 10^{-5}}{365}, \quad (13)$$

где H – полезная высота склада от пола до низа фермы покрытия, м; $C_{скл}$ – стоимость 1 м³ объёма холодильного склада, руб./м³

Расходы, связанные с простоем рефрижераторных вагонов при погрузке или выгрузке плодоовощной продукции:

$$R_3 = \frac{n_{ваг} C_{зр}}{T_{скл}} \left(t_n + \frac{q_e}{y Q_{час} m_{под}} \right) \cdot 10^{-3}, \quad (14)$$

где $C_{зр}$ – стоимость простоя вагонов под грузовыми операциями, руб.; t_n – нормированное время простоя под подготовительными операциями для одного вагона, ч; q_e – размер транспортной партии груза в одном вагоне, т; y – количество погрузочно-разгрузочных машин или устройств; $Q_{час}$ – часовая производительность погрузочно-разгрузочных машин или

устройств, т/ч; 10^{-3} – пересчёт руб. в тыс. руб.

Затраты, связанные с подачей и уборкой вагонов, составляют:

$$R_4 = m_{под} t_m C_m 10^{-3}, \quad (15)$$

где t_m – время затрачиваемое на подачу и уборку вагонов, ч; C_m – стоимость одного локомотива-часа при маневровых работах, руб.; 10^{-3} – пересчёт руб. в тыс. руб.

Исходя из значений параметров, была построена зависимость эксплуатационных расходов и количества подач при $T_{скл} = 8$ ч.

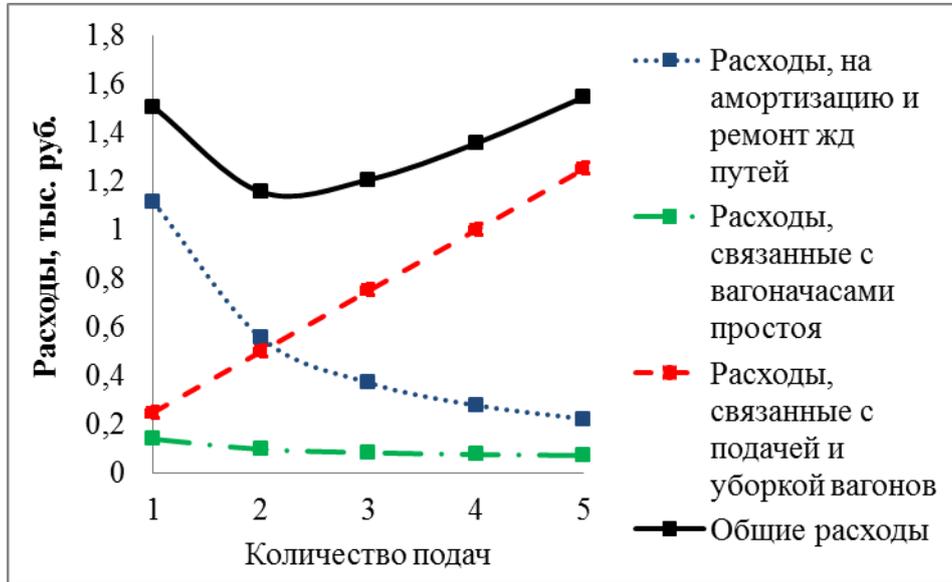


Рис. 1. Зависимость эксплуатационных расходов погрузочно-разгрузочного фронта при внешнем расположении железнодорожных путей (в расчёте на один рефрижераторный вагон)

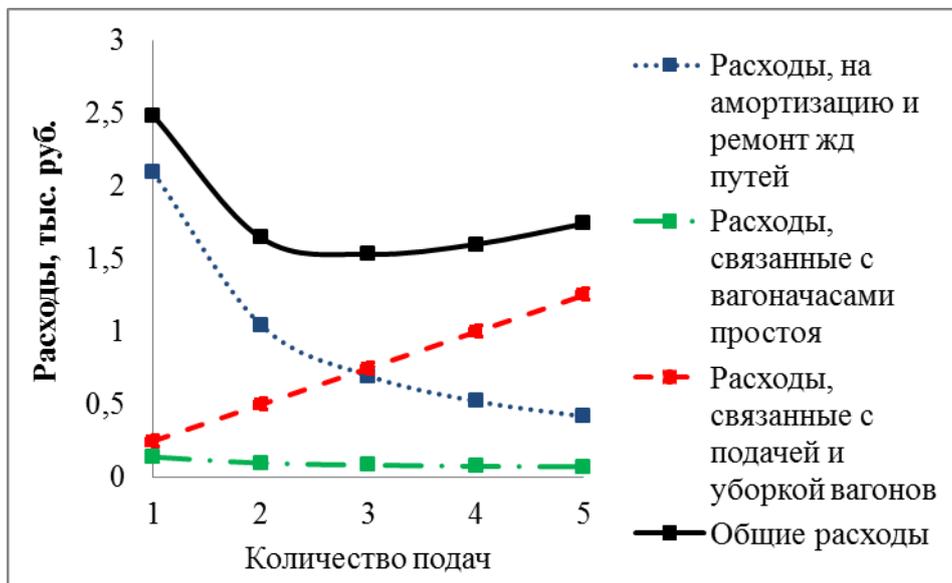


Рис. 2. Зависимость эксплуатационных расходов погрузочно-разгрузочного фронта при внутреннем расположении железнодорожных путей (в расчёте на один рефрижераторный вагон)

Из анализа рис. 1 и 2 видно, что при изменении количества подач от 1 до 5, определен режим оптимальной работы погрузочно-разгрузочного фронта холодильного склада.

Заключение.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие основные выводы:

1. Предложена экономико-математическая модель позволяющая определить оптимальные значения количества подач на погрузочно-разгрузочный фронт, а также время работы склада.

2. Определены эксплуатационные расходы погрузочно-разгрузочного фронта при внешнем и внутреннем расположении железнодорожных путей (в расчёте на один рефрижераторный вагон).

3. Проведенный анализ в работе позволяет правильно выбрать технологию перегрузки, а также эффективно использовать погрузочно-разгрузочные средства.

Список литературы

1. 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.

2. 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.

3. 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.

4. Илесалиев, Д.И. Обоснование проекта сети грузовых терминалов тарно-штучных грузов / Д.И. Илесалиев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - № 4. – С. 110-116. DOI: 10.22281/2413-9920-2016-02-04-110-116

5. Журабоев, К.А. Определение параметров холодильных терминалов для отгрузки плодоовощной продукции на железнодорожный транспорт / К.А. Журабоев // Известия Петербургского университета путей сообщения. - 2012. - № 3 (32). – С. 59-66.

6. Илесалиев, Д.И. К вопросу о вместимости складов тарно-штучных грузов / Д.И. Илесалиев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. -

2017. - № 2. – С. 28-37. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-02-154-162

7. Илесалиев, Д.И. Использование различных схем расположения проходов склада тарно-штучных грузов / Д.И. Илесалиев // Логистика: современные тенденции развития: Материалы XIV Междунар. науч.-практ. конф. 9-10 апреля 2015 г. – СПб.: ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова, 2015. – С. 174-176.

8. Илесалиев, Д.И. Влияние расположения проходов между стеллажами на показатели работы склада водного транспорта / Д.И. Илесалиев, Е.К. Коровяковский // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. – 2015. – № 6 (34). – С. 52-59.

9. Илесалиев, Д.И. К вопросу о схеме размещения стеллажей на складе / И.Д. Илесалиев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. - № 1. – С. 99-106. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-01-99-106

10. Илесалиев, Д.И. Анализ влияния транспортной тары на условия перевозок / Д.И. Илесалиев // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. - 2017. - № 1. – С. 9-13.

11. Акулиничев, В.М. Организация перевозок на промышленном транспорте / В.М. Акулиничев. – М.: Высш. шк., 1983 – 247 с.

12. Смехов, А.А. Математические модели процессов грузовой работы / А.А. Смехов. – М.: Транспорт, 1982. – 256 с.

13. Туйчиев, Э.Т. Интенсификация использования транспортных и технических средств на грузовых станциях / Э.Т. Туйчиев, С.Д. Джумабаев. – Ташкент, 1990. – 240 с.

14. Маликов, О.Б. Исследование и выбор оптимальных параметров прирельсовых складов тарно-штучных грузов: дисс. канд. техн. наук: 05.22.08 / Маликов Олег Борисович – Л., 1976. – 214 с.

15. Галкин, Ю.Е. Оценка перерабатывающей способности грузового фронта методом имитационного моделирования / Ю.Е. Галкина, Е.К. Ковалёв, В.С. Тимченко // Вестник транспорта Поволжья. – 2015. – № 1(49). – С. 54-58.

16. Корнилов, С.Н. Методика обслуживания грузовых фронтов (на основе системы приоритетов транспортного обслуживания

производственных подразделений) / С.Н. Корнилов, А.С. Новиков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2007. – № 4 (28). – С. 65-73.

17. Ольшанский, А.М. Программно-целевой подход к управлению грузовыми фронтами как логистическими системами / А.М. Ольшанский // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. - 2009 – № 3 (25). – С.44-49.

18. Тимченко, В.С. Имитационная модель грузового фронта / В.С. Тимченко // Новое слово в науке: Перспективы развития. – 2015. – № 2(4). – С. 235-236.

19. Нагорный, Е.В. Выбор режима функционирования погрузочно-разгрузочного фронта / Е.В. Нагорный, А.В. Павленко // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2005. – Вып. 29 – С. 106-109.

20. Илесалиев, Д.И. Определение оптимальных параметров погрузочно-разгрузочного участка с помощью математических методов / Д.И. Илесалиев, Е.К. Коро-

вяковский // Транспорт: проблемы, идеи, перспективы: Сб. тр. LXXV Всеросс. научно-технич. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. – СПб.: ФГБОУ ВПО ПГУПС, 2015. – С. 227-233.

21. Илесалиев, Д.И. Определение оптимальных значений параметров погрузочно-разгрузочного участка тарно-штучных грузов / Д.И. Илесалиев // Известия Петербургского университета путей сообщения. - 2015. – № 3 (44). – С. 55-63.

Сведения об авторах

Ибрагимов Назрилла Набиевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Транспортная логистика и сервис» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, академик Международной академии холода, *ibragimov-n@mail.ru*.

Исматуллаев Азизбек Фахриддинович – магистрант кафедры «Транспортная логистика и сервис» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, *ismatullayev.aziz@mail.ru*.

SELECTING THE OPTIMAL SETTINGS LOADING-UNLOADING FRONT OF REFRIGERATING WAREHOUSE

Ibragimov N.N., Ismatullaev A.F.

Tashkent institute of railway engineering (Tashkent, Uzbekistan)

It must be borne in mind that refrigerated warehouses have only a limited number of mechanization and maintenance personnel and are not always able to satisfy all incoming cargo flows. In connection with the growth in the turnover of fruit and vegetable products, refrigerated warehouses are being built and reconstructed with the junction of the railway transport, but the issues of the operation of the loading and unloading station are still open. Every day situations are created where there is a massive demand for servicing traffic flows. At the same time, a large unevenness in the volume of arrival of refrigerated wagons is characteristic. In connection with the construction and reconstruction of refrigeration warehouses, measures are being taken to strengthen the technical equipment of loading and unloading fronts and, above all, to increase the conditions for the transportation of fruit and vegetable products. Determination of optimal parameters of the loading and unloading front by means of mathematical methods is of great importance for the further improvement and improvement of the operational work of refrigerated warehouses and not only. The article discusses the issue of determining the optimum number of refrigerated wagon deliveries to the cold store, the time of cargo operations and, ultimately, the search for the optimal processing capacity of loading and unloading fronts. Relations with this purpose of the research consists in the selection of optimal values of parameters depending on the type of loading-unloading front (external approach or internal entry of the railway track into the cold store). Methods of research. When solving the set goal, an economic-mathematical model was used, which is reduced to obtaining a detailed expression of operating costs. Results: The economic-mathematical model allowing to determine optimal values of parameters of the loading-unloading front is obtained. Practical significance of the research in the implementation of its results lies in the possibility of reducing operating costs, depending on the type of loading and unloading front.

Keywords: railway transport, refrigerating warehouse, loading and unloading front, refrigerated wagon, fruit and vegetable products, loading, unloading, transport packaging

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-88-96

References

1. 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)
2. 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)
3. 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)
4. Ilesaliev D.I. Justification of the project network terminal piece cargoes. *Nauchno-tehnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.4, pp. 110-117. DOI: 10.22281/2413-9920-2016-02-04-110-116 (In Russian)
5. Zhuraboev K.A. Determination of parameters of the cooling terminals for the shipment of fruits and vegetables on the rail. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2012, Vol.3, No.32, pp. 59-66. (In Russian)
6. Ilesaliev D.I. To the question of the capacity of warehouses for packaged cargoes. *Nauchno-tehnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.3. pp. 28-37. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-02-154-162 (In Russian)
7. Ilesaliev D.I. Using different layouts warehouse aisles unitized cargo. *Logistika: sovremennye tendentsii razvitiya: Materialy XIV Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. 9-10 aprelya 2015 g.* Saint-Petersburg, GUMRF imeni admirala S.O. Makarova, 2015, pp. 174-176. (In Russian)
8. Ilesaliev D.I., Korovyakovskij E.K. Influence of location aisle on the performance of the storage water transport. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*, 2015, Vol.6, No.34, pp. 52-59. (In Russian)
9. Ilesaliev D.I. On the question of the layout of shelving in the warehouse. *Nauchno-tehnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.1, pp. 99-

106. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-01-99-106 (In Russian)

10. Ilesaliev D.I. Analysis of the impact of transport packaging on transport conditions. *Transport Aziatsko-Tikhookeanskogo regiona*, 2017, No.1, pp. 9-13. (In Russian)

11. Akulinichev V.M. *Organizatsiya perezovozok na promyshlennom transporte* [The organization of transportations on an industrial transport]. Moscow, Vysshaja shkola, 1983. (In Russian)

12. Smekhov A.A. *Matematicheskie modeli protsessov gruzovoy raboty* [Mathematical models of the processes of cargo work]. Moscow, Transport, 1982. (In Russian)

13. Tuychiev Je.T. Dzhumabaev S.D. *Intensifikatsiya ispol'zovaniya transportnykh i tekhnicheskikh sredstv na gruzovykh stantsiyakh* [Intensification of the use of transport and technical means in freight stations]. Tashkent, 1990. (In Uzbek)

14. Malikov O.B. Research and selection of optimal parameters for rail track warehouses for piece cargo. Cand. Diss. (Engineering). St. Petersburg. 1976. 214 p. (In Russian)

15. Galkin Yu.E., Kovalyov E.K., Timchenko V.S. Evaluation of the processing ability of the cargo front using imitation modeling. *Vestnik transporta Povolzh'ya*, 2015, Vol.1, No.49, pp. 54-58. (In Russian)

16. Kornilov S.N., Novikov A.S. The method of servicing freight fronts (based on the priority system of transport services for production units). *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya*, 2007, Vol.4, No.28, pp. 65-73. (In Russian)

17. Olshanskij A.M. The program-target approach to the management of cargo fronts as logistic systems. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Tekhnicheskie nauki*, 2009, Vol.3, No.25, pp. 44-49 (In Russian)

18. Timchenko V.S. Imitation model of the cargo front. *Novoe slovo v nauke: Perspektivy razvitiya*, 2015, Vol.2, No.4, pp. 235-236. (In Russian)

19. Nagornyy E.V., Pavlenko A.V. Choice of the mode of operation of the loading and unloading front. *Vestnik Harkovskogo natsionalnogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta*, 2005, No.2, pp. 106-109. (In Ukrainian)

20. Ilesaliev D.I., Korovyakovskij E.K. Determination of optimal parameters of the loading and unloading section using mathematical methods. *Transport: problemy, idei, perspektivy: Sbornik trudov LXXV Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii studentov, aspirantov i molodykh uchenykh*. Saint-Petersburg, : FGBOU VPO PGUPS, 2015, pp. 227-233. (In Russian)

21. Ilesaliev D.I. Determination of optimal values for the parameters of the loading and unloading section of packaged cargo. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshheniya*, 2015, Vol.3, No.44, pp. 56-63. (In Russian)

Authors' information

Nazrilla N. Ibragimov – Doctor of Technical Sciences, Professor of Department “Transport logistics and services” at Tashkent institute of railway engineering (Uzbekistan), Academician of International Academy of refrigeration, ibragimov-n-n@mail.ru

Azizbek F. Ismatullaev – undergraduate of Department “Transport logistics and services” at Tashkent institute of railway engineering (Uzbekistan), ismatullayev.aziz@mail.ru

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
19.12.2017

Дата публикации
(Date of publication):
25.03.2018



УДК 656.073

УВЕЛИЧЕНИЕ МАССЫ ПАРТИИ ГРУЗОВ ЗА СЧЁТ РАЦИОНАЛЬНОГО ВЫБОРА ТРАНСПОРТНОЙ ТАРЫ

Илесалиев Д.И.

Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта (Ташкент, Узбекистан)

Анализируется влияние транспортной тары на технологию перевозки в зависимости от параметров груза. Параметры транспортных пакетов, сформированных на стандартных поддонах размерами 1200×1000 мм, 1200×800 мм и внутренние размеры крытых вагонов и контейнеров не кратны между собой и не имеют общего модуля. В связи с этим возникает необходимость изучения данного вопроса на научной основе. Целью исследования является разработка методики выбора рациональной транспортной тары при перевозке тарно-штучных грузов. В статье использованы основные положения теории транспортной логистики и теории складских систем. Материалами для исследования явились результаты обследования существующих способов укладки грузов на стандартные поддоны, а также действующие нормативные документы по размещению грузов в транспортных средствах. Практическая значимость состоит в повышении массы транспортной партии грузов.

Ключевые слова: параметры груза, упаковка, тара, размещения, поддон, транспортный пакет, контейнер, условия перевозок.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-97-104

Введение.

На сегодняшний день во многих источниках литературы встречается словосочетание «технология перевозок», но конкретное определение дается крайне редко. В большом толковом словаре «Collins» раскрывает понятие как: «технология – это практическое применение знания и использование методов в производственной деятельности». В толковом словаре русского языка С.И. Ожегова, Н.Ю. Шведова содержится следующее определение: «технология – это совокупность производственных методов и процессов в определенной отрасли производства, а также научное описание способов производства». Таким образом, технология перевозок – это комплекс методов выбора транспортной тары и размещения грузов в транспортных средствах для дальнейшего транспортирования до пунктов выгрузки.

Улучшение технологии перевозок зависит от рационального размещения тарно-штучных грузов в транспортные средства, так как грузоподъемность зачастую используется только на 50...60% [1-6, 15]. На использование грузоподъемности вагонов и контейнеров влияют:

- объёмная масса;
- характер тары и упаковки груза;
- способы и условия погрузки и размещения грузов.

Мероприятия, обеспечивающие рациональное использование грузоподъемности,

различны и зависят от типа вагонов и контейнеров:

- выбор типа вагона и контейнеров соответствующего рода груза и объёмной массы;
- рациональное размещение тарных грузов в вагон и контейнер;
- комбинированная погрузка грузов с разной объёмной массы.

Тарно-штучные грузы наиболее эффективно перевозить в транспортных пакетах. Это обусловлено повышением производительности погрузочно-разгрузочных машин, сокращением трудозатрат на погрузочно-разгрузочные работы [8-9, 11, 13]. В связи с этим, необходимо разработать методику поиска увеличения массы партии грузов за счёт рационального выбора транспортной тары.

Краткий обзор исследований по вопросу увеличения массы партии грузов.

Анализ перемещения тарно-штучных грузов и их укладки в штабель на складе выявил, что наибольшую эффективность производственного процесса обеспечивает технология пакетирования в процессе перегрузки [3].

В работе В.И. Тиверовского [12] был рассмотрен поддон размерами 1100×1100 мм, который позволяет разместить в контейнере шириной 2320 мм два ряда поддонов по десять штук.

В работе [10] предлагается учитывать различные факторы, а также рассматривать конкретную перевозку комплексно, принимая во внимание все особенности транспор-

тирования продукции, обеспечивая снижение транспортных издержек и сроков доставки.

И.В. Барсук [1] оценил актуальность вопроса и предложил откорректированный алгоритм укладки двух кратных габаритов высоты, который обеспечивает последовательность послойного размещения наиболее габаритных тяжелых грузов.

В работе [13] рассмотрены вопросы снижение транспортных затрат за счет выбора оптимального типа поддона при перевозке строительных грузов. Для снижения транспортных затрат предложено на этапе подготовки груза к отправке учитывать тип поддона.

В исследовании [14] обоснованы преимущества формирования транспортных пакетов при перевозке скоропортящихся грузов.

Таким образом, выбор тары может быть сформулирован как поиск наиболее рационального решения в области увеличения массы партии груза. Однако перечисленные выше работы не полностью затрагивают вопросы влияния параметров груза на тару и транспортного средства.

Способы укладки грузов на поддон.

В соответствии с рекомендациями Международной организации по вопросам стандартизации ИСО, решением Европейской федерации упаковки, Международного железнодорожного союза и других организаций в качестве модуля унификации тары принят поддон размером 800×1200 мм. В соответствии с этим модулем составлен унифицированный ряд чисел с наружными размерами транспортной тары:

1200	1000	720	560	400	300	228
1143	960	685	532	360	285	200
1120	900	667	500	353	280	150
1080	885	643	465	333	266	133
1065	800	600	435	320	250	120
1023	748	571	424	311	240	100

Количество унифицированных чисел равняется 42, а сочетания параметров правильного параллелепипеда составляет 3 (длина, ширина и высота). В соответствии с этим можно определить количество сочетаний:

$$C_n^m = \frac{n!}{m!(n-m)!}, \quad (1)$$

где n – количество унифицированных чисел; m – размеры правильного параллелепипеда, равняется трём.

$$C_{42}^3 = \frac{42!}{3!(42-3)!} = 11480.$$

На основании унифицированного ряда можно составить 11480 сочетаний.

На сегодняшний день возможно несколько тысяч разных способов укладки грузов в тару, но наиболее часто используется не более 10...15 способов. В данной работе использованы способы расчёта укладки грузов на поддон по методу проф. О.Б. Маликова, предложенные в [9]. В исследовании приводятся шесть способов укладки грузовых единиц на стандартный поддон с размерами 1200×1000 мм и 1200×800 мм. Внимание сосредоточено на тарно-штучные грузы с формой правильного прямоугольного параллелепипеда. В данной работе принимается, что тарно-штучные грузы можно укладывать различными способами, то есть переворачивая на любую сторону.

1. Длинная сторона груза укладывается вдоль длины поддона, докладки нет:

$$R_1 = \varepsilon\left(\frac{a}{\alpha}\right) \cdot \varepsilon\left(\frac{b}{\beta}\right) \cdot \varepsilon\left(\frac{c}{\delta}\right),$$

где a, b, c – параметры транспортного пакета, соответственно длина, ширина и высота; α, β, δ – параметры унифицированной тары, соответственно длина, ширина и высота; $\varepsilon(\dots)$ – обозначения целой части числа, получающиеся в результате выполнения действий в скобках (округление в меньшую сторону до целого числа).

2. Короткая сторона груза укладывается вдоль длины поддона, докладки нет:

$$R_2 = \varepsilon\left(\frac{a}{\beta}\right) \cdot \varepsilon\left(\frac{b}{\alpha}\right) \cdot \varepsilon\left(\frac{c}{\delta}\right).$$

3. Длинная сторона груза укладывается вдоль длины поддона, а высота – вдоль его ширины:

$$R_3 = \varepsilon\left(\frac{a}{\alpha}\right) \cdot \varepsilon\left(\frac{b}{\delta}\right) \cdot \varepsilon\left(\frac{c}{\beta}\right).$$

4. Длинная сторона грузов укладывается вдоль ширины поддона, а высота – вдоль его длины:

$$R_4 = \varepsilon\left(\frac{a}{\delta}\right) \cdot \varepsilon\left(\frac{b}{\alpha}\right) \cdot \varepsilon\left(\frac{c}{\beta}\right).$$

5. Длинная сторона грузов укладывается вдоль высоты поддона, а ширина – вдоль его высоты:

$$R_5 = \varepsilon \left(\frac{a}{\beta} \right) \cdot \varepsilon \left(\frac{b}{\delta} \right) \cdot \varepsilon \left(\frac{c}{\alpha} \right).$$

6. Высота грузов укладывается вдоль длины поддона, а длина – вдоль его высоты:

$$R_6 = \varepsilon \left(\frac{a}{\delta} \right) \cdot \varepsilon \left(\frac{b}{\beta} \right) \cdot \varepsilon \left(\frac{c}{\alpha} \right).$$

Далее нужно определить i -й способ укладки грузовых единиц на поддон, при котором обеспечивается максимальное количество грузов в транспортных пакетах:

$$R_{uc} = \max_{i=1,6} \{R_i\}.$$

Общую массу грузов, уложенных на поддон, можно определить по формуле:

$$G = N_{uc} g, \quad (2)$$

где g – масса груза, кг (в работе груз независимо от размеров тары во всех случаях имеет одну массу, это можно объяснить изменением объёмной массой грузов).

Коэффициент заполнения поддона грузовыми единицами определяется по формуле:

$$f = \frac{R_{uc} \alpha \beta \delta}{abc}, \quad (3)$$

Результаты анализа укладки грузов на поддон приводятся в табл. 1.

Таблица 1

Сравнение вместимости поддонов с различными параметрами (фрагмент таблицы)

№	Параметры груза (длина, ширина и высота)			Параметры поддона 1200×1000 мм			Параметры поддона 1200×800 мм		
	α , мм	β , мм	δ , мм	R_{uc} , шт	G , кг	f	R_{uc} , шт	G , кг	f
1	720	280	120	40	1000	0,62	40	1000	0,78
2	600	285	133	56	1400	0,82	48	1200	0,87
3	500	266	250	40	1000	0,85	30	750	0,80
4	600	424	100	60	1500	0,98	48	1200	0,98
5	600	333	150	48	1200	0,92	32	800	0,77
6	1000	424	150	24	600	0,98	15	375	0,76
7	311	285	266	48	1200	0,73	48	1200	0,91
8	333	532	400	18	450	0,82	12	300	0,68
9	720	300	200	24	600	0,66	24	600	0,83
10	800	250	200	30	750	0,77	30	750	0,96

Из табл. 1 видно, что тарно-штучный груз с различными параметрами, укладываемый на поддон с размерами 1200×800 мм, использует площадь в среднем на 80 %, однако на поддон с параметрами 1200×1000 мм укладывается больше грузовых единиц.

Размещение поддонов в транспортные средства.

Параметры поддонов с размерами 1200×1000 мм и 1200×800 мм и внутренние размеры крытых вагонов и контейнеров вследствие исторических условий их развития не кратны между собой и не имеют общего модуля.

На железнодорожном транспорте пакетированные грузы обычно перевозят в крытых вагонах или контейнерах. Размещение пакетированных грузов в крытых вагонах (рис. 1) можно определить по формуле (4). Общее число поддонов с грузом в вагоне составляет:

$$N_{нак} = N_L N_B N_H + 4 N_H, \quad (4)$$

где N_L – число поддонов по длине вагона; 4 – число пакетов в междверном пространстве вагона в 1 ярус.

Число поддонов по длине вагона:

$$N_L = \varepsilon \left\{ \frac{L_{ваг} - L_{дв}}{b + 40} \right\},$$

где $L_{ваг}$ – длина вагона, мм; $L_{дв}$ – длина дверного проёма, мм; b – ширина поддона, мм; 40 – зазор между поддонами, мм; N_B – число поддонов по ширине вагона.

Число поддонов по ширине вагона:

$$N_B = \varepsilon \left\{ \frac{B_{ваг}}{a + 40} \right\},$$

где $B_{ваг}$ – ширина вагона, мм; a – длина поддона, мм; N_H – число поддонов по высоте.

Число поддонов по высоте:

$$N_H = \varepsilon \left\{ \frac{H_{ваг}}{C_{п}} \right\},$$

где $H_{ваг}$ – высота вагона, мм; $C_{п}$ – высота транспортного пакета, мм; $\varepsilon \{ \dots \}$ – обозначение

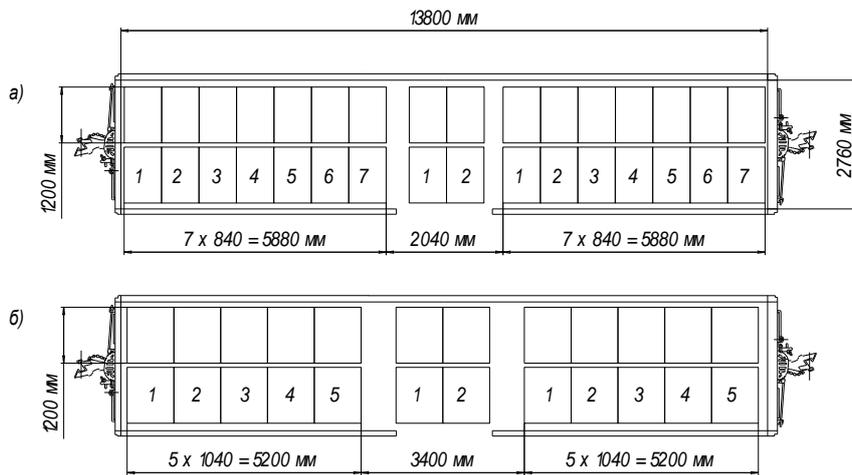


Рис. 1. Размещение транспортных пакетов в крытых вагонах: а - на поддонах 1200×800 мм; б - на поддонах 1200×1000 мм

ние целой части числа, получающегося в результате выполнения действий в скобках.

В контейнерах поддоны размещаются в 1 ярус двумя рядами по ширине: в одном ряду – стороной 1200 мм вдоль контейнера, а во втором ряду – стороной 800 мм или 1000 мм

вдоль контейнера. Число поддонов в контейнере составит:

$$N_{\text{конт}} = \left[\varepsilon \left\{ \frac{L_{\text{конт}}}{b + 40} \right\} \cdot 1 + \varepsilon \left\{ \frac{L_{\text{конт}}}{a + 40} \right\} \right] \cdot 1 \text{ яр}, \quad (5)$$

где $L_{\text{конт}}$ – длина контейнера, мм; 40 – зазор между поддонами, мм.

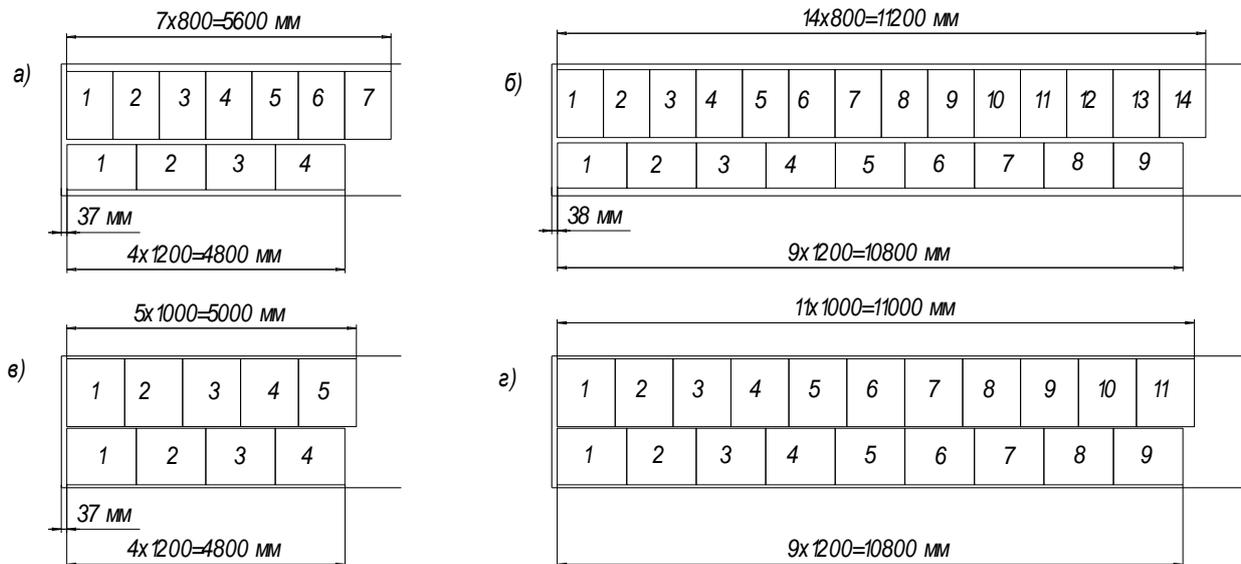


Рис. 2. Размещение транспортных пакетов: а, б - на поддонах 1200×800 мм в 20-футовом контейнере (а), в 40-футовом контейнере (б); в, г - на поддонах 1200×1000 мм в 20-футовом контейнере (в), в 40-футовом контейнере (г)

Результаты исследования.

При исследовании в области влияния транспортной тары на условия перевозок грузов в крытых вагонах и контейнерах было выполнено более 1000 расчетов. Результаты анализа вместимости приводятся в табл. 2-4.

Сравнение вместимости крытого вагона с различными параметрами транспортной та-

ры показывает, что вместимость общих грузовых единиц и, соответственно, грузоподъемность обеспечивается при использовании поддонов с размерами 1200×800 мм.

По результатам анализа данных табл. 3 и 4 видно, что вместимость общих грузовых единиц в контейнеры обеспечивается при использовании поддонов 1200×1000 мм.

Таблица 2

Сравнение вместимости крытого вагона с различными параметрами транспортной тары (фрагмент таблицы)

№	Параметры груза (длина, ширина и высота)			Параметры поддона 1200×1000 мм		Параметры поддона 1200×800 мм	
	α , мм	β , мм	δ , мм	Общее количество единиц, шт.	Общая масса, т	Общее количество единиц, шт.	Общая масса, т
1	720	280	120	960	24,0	1280	32,0
2	600	285	133	1344	33,6	1536	38,4
3	500	266	250	960	24,0	960	24,0
4	600	424	100	1440	36,0	1536	38,4
5	600	333	150	1152	28,8	1024	25,6
6	1000	424	150	576	14,4	480	12,0
7	311	285	266	1152	28,8	1536	38,4
8	333	532	400	432	10,8	384	9,60
9	720	300	200	576	14,4	768	19,2
10	800	250	200	720	18,0	960	24,0

Таблица 3

Сравнение вместимости 20-футового контейнера с различными параметрами транспортной тары (фрагмент таблицы)

№	Параметры груза (длина, ширина и высота)			Параметры поддона 1200×1000 мм		Параметры поддона 1200×800 мм	
	α , мм	β , мм	δ , мм	Общее количество единиц, шт.	Общая масса, т	Общее количество единиц, шт.	Общая масса, т
1	720	280	120	360	9,00	440	11,0
2	600	285	133	504	12,6	528	13,2
3	500	266	250	360	9,00	330	8,25
4	600	424	100	540	13,5	528	13,2
5	600	333	150	432	10,8	352	8,80
6	1000	424	150	216	5,40	165	4,12
7	311	285	266	432	10,8	528	13,2
8	333	532	400	162	4,05	132	3,30
9	720	300	200	216	5,40	264	6,60
10	800	250	200	270	6,75	330	8,25

Таблица 4

Сравнение вместимости 40-футового контейнера с различными параметрами транспортной тары (фрагмент таблицы)

№	Параметры груза (длина, ширина и высота)			Параметры поддона 1200×1000 мм		Параметры поддона 1200×800 мм	
	α , мм	β , мм	δ , мм	Общее количество единиц, шт.	Общая масса, т	Общее количество единиц, шт.	Общая масса, т
1	720	280	120	800	20,0	920	23,0
2	600	285	133	1120	28,0	1104	27,6
3	500	266	250	800	20,0	690	17,2
4	600	424	100	1200	30,0	1104	27,6
5	600	333	150	960	24,0	736	18,4
6	1000	424	150	480	12,0	345	8,62
7	311	285	266	960	24,0	1104	27,6
8	333	532	400	360	9,00	276	6,90
9	720	300	200	480	12,0	552	13,8
10	800	250	200	600	15,0	690	17,2

Заключение.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Анализ параметров тары, контейнеров, вагонов и отдельных штучных грузов позволяет правильно проанализировать и разработать технологию перегрузочного процесса и складских работ, а также выбрать наиболее подходящие варианты в организации перевозок.

2. Расчёты по выбору рациональной тары достаточно просты, однако эти расчеты позволяют быстро рассматривать различные варианты в зависимости от всех параметров, влияющих на условия перевозок.

3. В дальнейшем необходимо разработать алгоритм выбора поддонов. Это позволит без лишней потери времени определить рациональную транспортную тару.

Список литературы

1. Барсук, И.В. Стандартизация тары и алгоритм укладки посылок в контейнер при кратной высоте посылок / И.В. Барсук // Т-СОММ: Телекоммуникация и транспорт. – 2013. – Вып. 10. – С. 14-16.

2. Илесалиев, Д.И. Анализ влияния транспортной тары на условия перевозок / Д.И. Илесалиев // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. – 2017. – Вып. 1(10). – С. 9-13.

3. Илесалиев, Д.И. Анализ существующих методов перегрузки тарно-штучных грузов на железнодорожном транспорте / Д.И. Илесалиев, Е.К. Коровяковский // Современные проблемы транспортного комплекса России. – 2015. – Вып. 1 (6). – С. 38-42.

4. 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.

5. Коровяковский, Е.К. Взаимодействие транспортных систем и применение комплексного подхода к решению основных проблем смешанных перевозок / Е.К. Коровяковский, А.М. Симушков // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2012. – Вып. 4 (34). – С. 5-10.

6. Коровяковский, Е.К. К исследованию вопроса выбора параметров транспортных

пакетов при перевозке плодоовощной продукции / Е.К. Коровяковский, Д.И. Илесалиев // Современные проблемы транспортного комплекса России. – 2016. – Т. 7. – Вып. 1 (9). – С. 4-12.

7. Маликов, О.Б. Анализ способов доставки грузов железнодорожным транспортом / О.Б. Маликов, И.Ю. Согрин // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2014. – Вып. 2 (39). – С. 53-58.

8. Маликов, О.Б. Логистика пакетных перевозок штучных грузов / О.Б. Маликов, Е.К. Коровяковский, Д. И. Илесалиев // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2014. – Вып. 4 (41). – С. 51-57.

9. Маликов, О.Б. Развитие пакетных перевозок на поддонах / О.Б. Маликов // Технические науки: теория и практика. Сб. материалов междунар. научн. конф. (26-28 июня 2014 г., Москва). – М.: Международный центр научно-исследовательских проектов, 2014. – С. 79-86.

10. Островский, А.М. Факторы, влияющие на выбор способа перевозки груза / А.М. Островский, Е.М. Бондаренко, Е.В. Бондаренко // Новая наука: от идеи к результату. – 2016. – Вып. 11-2. – С. 134-137.

11. Сухова, И.А. Пакетирование как фактор повышения качества транспортировки скоропортящихся грузов / И.А. Сухова, Д.А. Красникова // Научная мысль. – 2015. – Вып. 2. – С. 39-41.

12. Тиверовский, В.И. Инновации в логистике за рубежом / В.И. Тиверовский // Вестник транспорта. – 2011. – Вып. 10. – С. 33-38.

13. Фирсова, С.Ю. Снижение транспортных затрат за счёт выбора оптимального типа поддона при перевозке строительных грузов / С.Ю. Фирсова, А.В. Куликова // Энерго-и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2013. – Т 6. – Вып. 10 (113). – С. 86-88.

14. Фирсова, С.Ю. Технология выбора оптимального типа подвижного состава при перевозке плодово-овощной продукции от мест сбора на перерабатывающее предприятие / С.Ю. Фирсова, А.В. Куликов, Б.С. Советбеков // Вестник Кыргызско-Российского Славянского университета. – 2014. – Т 14. – Вып. 12. – С. 199-201.

15. Хамедов, О.О. О влиянии параметров транспортной тары на технологию и способ перевозки / О.О. Хамедов, Д.И. Илесалиев // Логистика – евразийский мост: Мат-лы 12-й Международ. науч.-практ. конф. (18-20 мая 2017 г., Красноярск) / Краснояр. гос. аграр. ун-т. – Ч.2. – Красноярск, 2017. – С 325-351.

Сведения об авторе

Илесалиев Дауренбек Ихтиярович – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Транспортная логистика и сервис» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, ilesaliev@mail.ru.

INCREASING THE MASS OF THE CARGO PARTY FOR THE ACCOUNT OF A RATIONAL CHOICE OF THE TRANSPORTATION TARA

Ilesaliev D.I.

Tashkent institute of railway engineering (Tashkent, Uzbekistan)

The article analyzes the influence of transport packaging on the technology of transportation, depending on the parameters of the cargo. The parameters of the transport packages formed on standard pallets 1200×1000 mm, 1200×800 mm and the internal dimensions of the covered wagons and containers are not multiples of each other and do not have a common module. In this regard, there is a need to study this issue on a scientific basis. The purpose of the study is to develop a methodology for selecting a rational transport packaging for the transport of packaged goods. The main provisions of the theory of transport logistics and the theory of warehouse systems are used in the article. The materials for the study were the results of a survey of existing methods of stowage of cargo on standard pallets, as well as the current regulatory documents on the placement of goods in vehicles. Practical significance consists in increasing the mass of the consignment

Keywords: Cargo parameters, packaging, packaging, placement, pallet, transport package, container, transportation conditions.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-97-104

References

1. Barsuk I.V. Standardization of packaging and the algorithm for packing packages into a container at a multiple parcel height. *T-COMM: Telekommunikatsiya i transport*, 2013, Vol. 10, pp. 14-16. (In Russian)
2. Ilesaliev D.I. Analysis of the impact of shipping containers on the conditions of carriage. *Transport aziatsko-tikhookeanskogo regiona*, 2017, Vol. 1, No. 10, pp. 9-13. (In Russian)
3. Ilesaliev D.I., Korovyakovskij E.K. The analysis of existing methods of package cargoes overloading on railway transportation. *Sovremennye problemy transportnogo kompleksa Rossii*, 2015, Vol. 1, No. 6, pp. 38-42. (In Russian)
4. 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)
5. Korovyakovskij E.K., Simushkov A.M. Interaction of transport systems and application of an integrated approach to solving the main problems of multimodal transport. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2012, Vol. 4, No. 34, pp. 5-10. (In Russian)
6. Korovyakovskij E.K., Ilesaliev D.I. The study on selecting the parameters of the transport packs with fruit products shipping. *Sovremennye problemy transportnogo kompleksa Rossii*, 2016, Vol. 1, No 9, pp. 4-12. (In Russian)
7. Malikov O.B., Sogrin I.Yu. Analysis of methods of delivery of goods by rail. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2014, Vol. 2, No. 39, pp. 53-58. (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. Development of package transportations on pallets. *Tekhnicheskie nauki: teoriya i praktika. Sbornik materialov mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii*. Moscow, Mezhdunarodnyy tsentr nauchno-issledovatel'skikh proektov, 2017, pp. 79-86. (In Russian)

10. Ostrovskij A.M., Bondarenko E.M., Bondarenko E.V. Factors influencing the choice of the way of transportation of cargo. *Novaya nauka: ot idei k rezultatu*, 2014, Vol. 11, No. 2, pp. 134-137. (In Russian)

11. Sukhova I.A., Krasnikova D.A. Packaging as a factor in improving the quality of transportation of perishable goods. *Nauchnaya mysl*, 2015, No. 2, pp. 39-41. (In Russian)

12. Tiverovskij V.I. Innovations in logistics abroad. *Vestnik transporta*, 2011, No. 10, pp. 33-38. (In Russian)

13. Firsova S.Yu., Kulikova A.V. Reduction of transportation costs due to the selection of the optimum type of pallet for the transport of con-

struction materials. *Energo- i resursoberezhnie: promyshlennost i transport*, 2013, Vol. 10, No. 113, pp. 86-88. (In Russian)

14. Firsova S.Yu., Kulikov A.V., Sovetbekov B.S. Technology of choosing the optimal type of rolling stock for transportation of fruit and vegetable products from harvesting sites to a processing plant. *Vestnik Kirgizsko-Rossiyskogo slavyanskogo universiteta*, 2014, Vol. 14, No. 12, pp. 199-201. (In Russian)

15. Hamedov O.O., Ilesaliev D.I. On the influence of the parameters of the transport packaging on the technology and mode of transportation. *Logistika – evraziyskiy most: materialy 12 Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*, 18-20 maya 2017 g., Krasnoyarsk. Krasnoyarsk, 2017, Part 2, pp. 325-351. (In Russian)

Author' information

Daurenbek I. Ilesaliev – Ph.D. (Eng), Department “Transport logistics and services” at Tashkent institute of railway engineering (Uzbekistan), ilesaliev@mail.ru.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
26.02.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.03.2018



УДК 656.073

ИССЛЕДОВАНИЕ СФЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ ГИБКОГО СПОСОБА РЕАЛИЗАЦИИ ГРАФИКА ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДОВ

А.А. Светашев, А.У. Солиев

Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта (Ташкент, Узбекистан)

Целью данной статьи является обоснование применения гибкого способа реализации графика движения поездов на сортировочных станциях и характеризующих его параметров, а также зависимостей, определяющих эти параметры и затраты вагоно-часов на накопление вагонов. Приведен детальный анализ процесса накопления вагонов на состав в сортировочном парке станции при гибком способе реализации графика. Предложены формулы для определения среднесуточных затрат вагоно-часов на накопление и параметра накопления составов. Показан расчет и определены среднестатистические значения исследуемых величин. Практическая значимость исследования заключается в детальном рассмотрении процесса накопления вагонов с величиной отклонения от максимальной нормы состав в меньшую сторону и его влияние на затраты вагоно-часов на накопление вагонов.

Ключевые слова: параметр накопления вагонов, средняя величина остатка, гибкий способ реализации графика движения поездов, затраты вагоно-часов, величина отклонения, гибкая норма состава, сокращение простоя вагонов.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-105-112

Введение.

Работники сортировочных станций ведут постоянную работу по решению задачи снижения простоя вагонов, в том числе, простоя под накоплением. Однако на этот аспект повлиять достаточно трудно вследствие случайного подхода групп вагонов и случайного их количества. При накоплении составов одного назначения строго до нормы между ними, как правило, образуется остаток вагонов, который увеличивает суточные затраты вагоно-часов на накопление. Влияние остатка на эти затраты рассмотрено в [1], где установлено, что допущение некоторого отклонения от максимальной нормы в меньшую сторону, т.е. задание некоторого диапазона в пределах минимальной и максимальной допустимой величины состава, ведет к существенному снижению остатка, а значит и к уменьшению затрат на накопление вагонов. Поэтому представляет интерес дальнейшее рассмотрение вопроса, позволяющее определить затраты вагоно-часов на накопление составов для разных значений величины отклонения состава формируемых поездов от максимально допустимой величины состава.

1. Анализ вопроса применения гибкого способа реализации графика движения поездов.

Анализ составообразования на сортировочных станциях показал, что на железных дорогах стран СНГ имеют место различные варианты составообразования. Один из них заключается в формировании поездов при

гибком способе реализации графика движения поездов - гибкий график при гибкой норме.

В основе данной технологии лежит допустимое отклонение от максимальной нормы состава в меньшую сторону. При этом устанавливаются максимальный и минимальный пределы величины формируемых составов. Формировать поезда разрешается в тех случаях, когда число накопленных вагонов находится в пределах диапазона от m_{\max} до m_{\min} , что, в свою очередь, приведёт к снижению затрат вагоно-часов на накопление состава. Но необходимо учитывать среднюю величину остатка вагонов m_o для выявления их истинных значений.

Это может оказаться экономически целесообразным даже с учетом нежелательных последствий (увеличиваются размеры движения поездов, увеличивается потребность в локомотивных бригадах).

Формирование поездов по гибкой норме составов позволяет существенно сократить затраты вагоно-часов на накопление, обеспечивает сокращение простоя вагонов на станции [2].

2. Научный обзор, касающийся применения гибкого способа реализации графика.

В настоящее время у большинства поездов накопление идет «самотеком»: по мере поступления групп вагонов на путь накопления состав накапливается до необходимой нормы. После чего происходит процесс фор-

мирования состава и перестановка его в парк отправления. При накоплении вагонов в сортировочном парке бывает так, что при графиковой норме поезда 57 условных вагонов, состав накопился до 54 вагонов. Однако отправка его еще невозможна, так как он не набрал условную длину вагонов и поэтому процесс накопления продолжается. Состав вынужден простаивать до поступления замыкающей группы. В этом случае после окончания накопления состава потребуются другая «нитка» графика, занятие которой может вызвать задержку отправления следующего поезда [3].

Между тем, небольшое отклонение от фиксированной нормы длины и веса поездов при выполнении графика могут значительно ускорить работу сортировочных станций.

Имеются категории поездов (сборные, вывозные, передаточные), формирование которых производится по нефиксированной норме состава из вагонов, имеющихся в наличии. Этот принцип часто используется при разработке узлового графика движения поездов. При этом достигается снижение простоя вагонов под накоплением, но увеличиваются размеры движения поездов и, соответственно, потребность в локомотивах с бригадами, вследствие чего повышается уровень заполнения пропускной способности линии.

3. Процесс накопления составов при гибком способе реализации графика движения поездов.

Рассмотрим детально процесс накопления состава по гибкому графику при гибкой норме состава (рис. 1).

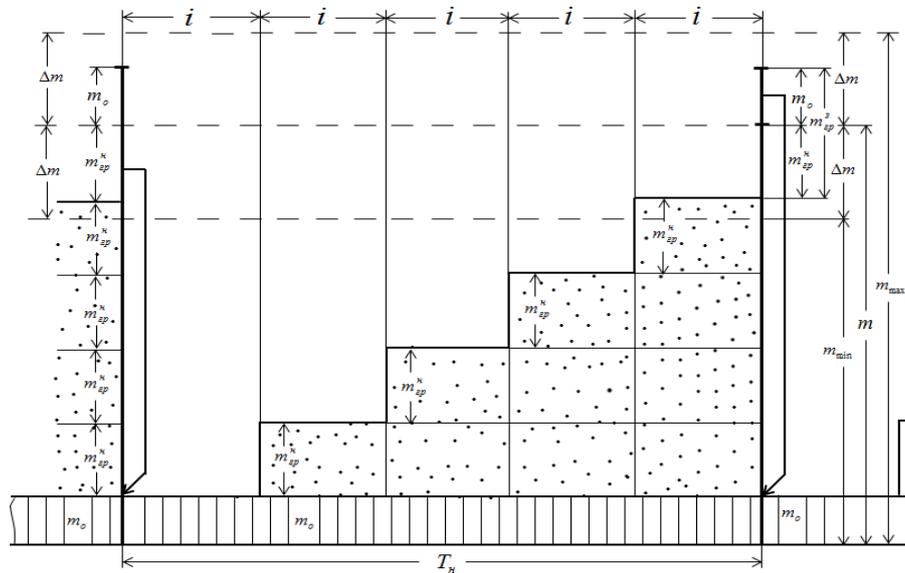


Рис. 1. Процесс накопления состава по гибкому графику при гибкой норме состава

При формировании поездов по гибкой норме состава образуется некий диапазон возможных значений величины состава, который зависит от допустимого отклонения Δm от средней величины состава m в большую и меньшую стороны. Это приводит к снижению средней величины состава

$$m = m_{\max} - \Delta m, \quad (1)$$

что определяет диапазон значений формируемых составов в границах $m \pm \Delta m$. Верхней границей является максимально допустимая величина состава m_{\max} , а минимально допустимой -

$$m_{\min} = m - \Delta m = m_{\max} - 2\Delta m.$$

Анализ графика накопления (рис. 1) показывает, что среднесуточные затраты вагоно-часов на накопление определяются как:

$$B = 12(m - m_{\text{сп}} + 2m_0). \quad (2)$$

Формировать поезда разрешается в тех случаях, когда число накопленных вагонов находится в пределах данного диапазона. Понятно, что чем больше Δm , тем меньше величина среднего остатка вагонов m_0 . Но поскольку при этом средняя величина состава m снижается, то возрастает влияние отрицательных факторов. Поэтому назначение величины Δm требует технико-экономического обоснования.

Поскольку замыкающие группы в общем случае содержат вагоны, дополняющие накапливаемый состав до нормы, и вагоны остатка, то их средняя величина больше, чем величина накопительных групп

$$m_{cp}^3 = m_{cp}^n + m_o.$$

Поэтому средняя величина накопительной группы будет составлять

$$m_{cp}^n = \frac{m - m_o}{n}$$

или

$$m_{cp}^n = (1 - \frac{m_o}{m})m_{cp}. \quad (3)$$

Таким образом, величина m_{cp}^n зависит от значений m_{cp} , m и m_o [4].

Формирование поездов по гибкой норме составов позволяет существенно сократить затраты вагоно-часов на накопление, что обеспечивает сокращение простоя вагонов на станции. С увеличением Δm снижается величина среднего состава формируемых поездов и решение о введении гибкой нормы состава и значения Δm должны соответство-

вать возможностям пропускной способности, локомотивного парка и конкретным условиям работы станции. При выборе целесообразных значений Δm , необходимо иметь зависимость, определяющую значения остатка вагонов m_o при разных значениях Δm , т.е.

$$m_o = f(\Delta m).$$

Такая зависимость может быть установлена на основе моделирования состава образования и статистической обработки полученных данных.

4. Результаты обработки статистических данных. В процессе имитационного моделирования использовалось реальное поступление групп вагонов на пути сортировочного парка. Для моделирования процесса накопления приняты следующие исходные значения допустимого отклонения от величины состава: $\Delta m = 0; 0,5m_{cp}; m_{cp}; 1,5m_{cp}$. В табл. 1 показаны результаты моделирования для отдельного назначения и приведены расчеты для различных норм составов.

Таблица 1

Параметры состава образования при разных значениях Δm

Наименование параметра состава образования	Значение параметра для Δm , ваг.			
	0	3	6	9
Средняя величина накапливаемых составов m , ваг.	50	47	44	41
Среднесуточное количество формируемых поездов N_{ϕ}	3,07	3,20	3,60	4,10
Число групп вагонов в составе n	6,95	6,73	5,98	5,25
Величина группы вагонов m_{cp}^n , ваг.	6,34	6,92	7,15	7,17
Среднесуточные затраты вагоно-часов на накопление остатка	141,74	44,10	7,00	3,63
Средняя величина остатка m_o , ваг.	5,91	1,84	0,29	0,15

Примечание: Расчет выполнен для $U_{cym} = 155$ ваг.; $m_{cp} = 7,19$; $N_{cp} = 21,53$.

Из анализа данных табл. 1 видно, что с увеличением допустимого отклонения от величины состава Δm снижается средняя величина остатка вагонов m_o , что ведет к снижению затрат вагоно-часов на накопление остатка. Также при величине отклонения $\Delta m = (1,0...1,5)m_{cp}$ происходит практически безостаточное накопление. С увеличением Δm происходит снижение средней величины состава, тем самым увеличивая количество формируемых поездов.

В результате обработки большого массива статистических данных и моделирования состава образования с целью определения остатка вагонов при разных значениях Δm установлена зависимость соотношения m_o/m_{cp} от соотношения $\Delta m/m_{cp}$. При заданных значениях $\Delta m/m_{cp} = 0; 0,5; 1; 1,5; 2$ путем моделирования определены средние значения соответствующих величин. Введем обозначения: $x = \Delta m/m_{cp}$ и $y = m_o/m_{cp}$.

Средние значения функции $y = f(x)$, определенные обработкой статистических данных, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Средние значения функции $y = f(x)$ в дискретных точках

x	0,0	0,5	1,0	1,5	2,0
y	0,90	0,34	0,123	0,03	0,0

Для этих данных была подобрана эмпирическая формула, которая адекватно характеризует кривую, аппроксимирующую статистические значения функции $y = f(x)$:

$$y = \frac{1}{(0,71 + 0,264x)^{3x}} \quad (3)$$

График эмпирической формулы (3) приведен на рис. 2.

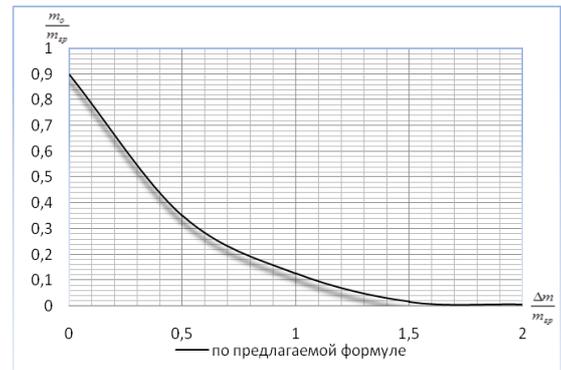


Рис. 2. График функции $y = f(x)$.

На основании полученных зависимостей можно построить номограмму (рис. 3) для определения среднего остатка вагонов практическим путем (не прибегая к сбору и обработке статистических данных).

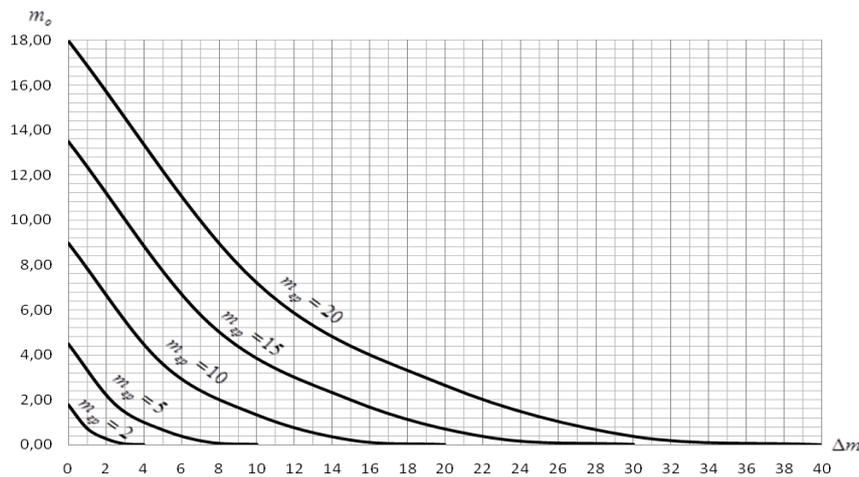


Рис. 3. Номограмма определения среднего остатка вагонов

Зная все необходимые данные, определим значения суточных затрат вагоно-часов на накопление B и параметр накопления c , произведем расчет для стандартных норм состава $m_{\max} = 57$; 71 и 100 вагонов.

Суточные затраты вагоно-часов на накопление определяются по выражению (2), а параметр накопления равен

$$c = B / m. \quad (4)$$

Результаты расчетов сведены в табл. 2.

Таблица 2

Среднесуточные затраты вагоно-часов на накопление составов и параметр накопления

$m_{\max} = 57$ ваг.									
$\frac{\Delta m}{m_{сп}}$	$m_{сп}$, ваг.	Δm , ваг.	m_o , ваг.	$m_{сп}^n$, ваг.	m , ваг.	B , ваг-ч.	% снижения затрат	c	% снижения параметра накопления
0	2	0	1,80	1,94	57,00	682,32	0	12,00	0
	5	0	4,50	4,61	57,00	682,68	0	12,00	0
	10	0	9,00	8,42	57,00	690,96	0	12,12	0
	15	0	13,50	11,45	57,00	708,60	0	12,43	0
	20	0	18,00	13,68	57,00	735,84	0	12,91	0

Продолжение табл. 2

$m_{\max} = 57$ ваг.									
$\frac{\Delta m}{m_{ep}}$	m_{ep} , ваг.	Δm , ваг.	m_o , ваг.	m_{ep}^H , ваг.	m , ваг.	B , ваг-ч.	% снижения затрат	c	% снижения параметра накопления
0,5	2	1,0	0,68	1,98	56,00	656,40	3,80	11,72	2,33
	5	2,5	1,70	4,85	54,50	616,20	9,74	11,31	5,75
	10	5,0	3,40	9,40	52,00	552,00	20,11	10,62	12,38
	15	7,5	5,10	13,66	49,50	491,28	30,67	9,92	20,19
	20	10,0	6,80	17,61	47,00	434,28	40,98	9,24	28,43
1,0	2	2,0	0,25	1,99	55,00	639,07	6,34	11,62	3,17
	5	5,0	0,62	4,95	52,00	571,98	16,22	11,00	8,33
	10	10,0	1,23	9,78	47,00	461,40	33,22	9,82	18,98
	15	15,0	1,85	14,51	42,00	352,02	50,32	8,38	32,58
	20	20,0	2,46	-	-	-	-	-	-
1,5	2	3,0	0,06	2,00	54,00	624,72	8,44	11,57	3,58
	5	7,5	0,15	4,99	49,50	535,92	21,50	10,83	9,75
	10	15,0	0,30	9,95	42,00	388,20	43,82	9,24	23,76
	15	22,5	0,45	-	-	-	-	-	-
	20	30,0	0,60	-	-	-	-	-	-
2,0	2	4,0	0,00	2,00	53,00	612,00	10,31	11,55	3,75
	5	10,0	0,00	5,00	47,00	504,00	26,17	10,72	10,67
	10	20,0	0,00	-	-	-	-	-	-
	15	30,0	0,00	-	-	-	-	-	-
	20	40,0	0,00	-	-	-	-	-	-
$m_{\max} = 71$ ваг.									
0	2	0	1,80	1,95	71,00	850,20	0	12,00	0
	5	0	4,50	4,68	71,00	849,84	0	12,00	0
	10	0	9,00	8,73	71,00	855,24	0	12,05	0
	15	0	13,50	12,15	71,00	868,20	0	12,23	0
	20	0	18,00	14,93	71,00	888,84	0	12,52	0
0,5	2	1,0	0,68	1,98	70,00	824,40	3,03	11,78	1,83
	5	2,5	1,70	4,88	68,50	783,84	7,77	11,44	4,67
	10	5,0	3,40	9,52	66,00	718,56	15,98	10,89	9,63
	15	7,5	5,10	13,92	63,50	656,16	24,42	10,33	15,54
	20	10,0	6,80	18,08	61,00	596,64	32,87	9,78	21,88
1,0	2	2,0	0,25	1,99	69,00	807,07	5,07	11,70	2,50
	5	5,0	0,62	4,96	66,00	739,86	12,94	11,21	6,58
	10	10,0	1,23	9,83	61,00	628,80	26,48	10,31	14,44
	15	15,0	1,85	14,61	56,00	518,82	40,24	9,26	24,28
	20	20,0	2,46	-	-	-	-	-	-
1,5	2	3,0	0,06	2,00	68,00	792,72	6,76	11,66	2,83
	5	7,5	0,15	4,99	63,50	703,92	17,17	11,09	7,58
	10	15,0	0,30	9,96	56,00	556,08	34,98	9,93	17,59
	15	22,5	0,45	-	-	-	-	-	-
	20	30,0	0,60	-	-	-	-	-	-
2,0	2	4,0	0,00	2,00	67,00	780,00	8,26	11,64	3,00
	5	10,0	0,00	5,00	61,00	672,00	20,93	11,02	8,17
	10	20,0	0,00	10,00	51,00	492,00	42,47	9,65	19,92
	15	30,0	0,00	-	-	-	-	-	-
	20	40,0	0,00	-	-	-	-	-	-

$m_{\max} = 100$ ваг.									
$\frac{\Delta m}{m_{ep}}$	m_{ep} , ваг.	Δm , ваг.	m_o , ваг.	m_{ep}^H , ваг.	m , ваг.	B , ваг-ч.	% сниже- ния затрат	c	% снижения параметра накопления
0	2	0	1,80	1,96	100,00	1198,08	0	12,00	0
	5	0	4,50	4,78	100,00	1196,64	0	12,00	0
	10	0	9,00	9,10	100,00	1198,80	0	12,00	0
	15	0	13,50	12,98	100,00	1206,24	0	12,06	0
	20	0	18,00	16,40	100,00	1219,20	0	12,19	0
0,5	2	1,0	0,68	1,99	99,00	1172,28	2,15	11,84	1,33
	5	2,5	1,70	4,92	97,50	1131,36	5,46	11,60	3,33
	10	5,0	3,40	9,66	95,00	1064,88	11,17	11,21	6,58
	15	7,5	5,10	14,24	92,50	1000,32	17,07	10,81	10,36
	20	10,0	6,80	18,64	90,00	937,92	23,07	10,42	14,52
1,0	2	2,0	0,25	2,00	98,00	1154,95	3,60	11,79	1,75
	5	5,0	0,62	4,97	95,00	1087,74	9,10	11,45	4,58
	10	10,0	1,23	9,88	90,00	976,20	18,57	10,85	9,58
	15	15,0	1,85	14,72	85,00	865,50	28,25	10,18	15,59
	20	20,0	2,46	-	-	-	-	-	-
1,5	2	3,0	0,06	2,00	97,00	1140,72	4,79	11,76	2,00
	5	7,5	0,15	4,99	92,50	1051,92	12,09	11,37	5,25
	10	15,0	0,30	9,97	85,00	903,96	24,59	10,63	11,42
	15	22,5	0,45	14,93	77,50	756,24	37,31	9,76	19,07
	20	30,0	0,60	-	-	-	-	-	-
2,0	2	4,0	0,00	2,00	96,00	1128,00	5,85	11,75	2,08
	5	10,0	0,00	5,00	90,00	1020,00	14,76	11,33	5,58
	10	20,0	0,00	10,00	80,00	840,00	29,93	10,50	12,50
	15	30,0	0,00	-	-	-	-	-	-
	20	40,0	0,00	-	-	-	-	-	-

В ячейках таблицы с нереальными результатами проставлены прочерки. Нереальный результат имеет место при выполнении следующего условия

$$2\Delta m \geq m_{\max} - m_{ep}^H.$$

С точностью, приемлемой для практических расчетов, можно принять, что при условии $\Delta m / m_{ep} \geq (1 \dots 1,5)m_{ep}$ происходит безостаточное накопление составов (в табл. 2 – строки при $\Delta m / m_{ep} = 1,5$ и $\Delta m / m_{ep} = 2,0$).

С увеличением значений m_{ep} и Δm увеличивается процент снижения суточных затрат вагоно-часов накопления B , а, значит, и простоя вагонов под накоплением. Так, например, при максимальной величине состава $m_{\max} = 57$ ваг., $\Delta m / m_{ep} = 0,5$; $m_{ep} = 2$ ваг. и $\Delta m = 1$ ваг. снижение затрат вагоно-часов составляет всего 3,80 %, а при $m_{ep} = 5$ ваг. и

$\Delta m = 2,5$ ваг. снижение составит уже 9,74 %.

При $\Delta m / m_{ep} = 1$, $m_{ep} = 15$ снижение затрат вагоно-часов достигает 50,32 %. Однако при этом минимальная граница величины состава формируемых поездов при средней величине состава $m = 42$ снижается до величины $m_{\min} = m - \Delta m = 42 - 15 = 27$ вагонов. Такой режим формирования поездов возможен лишь при больших резервах пропускной способности и локомотивного парка и только в том случае, если это экономически оправдано.

С увеличением максимальной границы величины состава m_{\max} процент снижения затрат вагоно-часов накопления уменьшается. Так, для условий последнего примера, при $m_{\max} = 71$ ваг., процент снижения затрат вагоно-часов уменьшается с 50,32 % до 40,24 %, а при $m_{\max} = 100$ ваг. – до 28,25%.

Заключение.

1. Применяя при составообразовании подход, основанный на использовании допустимого отклонения от средней величины состава Δm , можно существенно снизить затраты вагоно-часов на накопление составов, что сокращает простой вагонов на станции. Снижение тем больше, чем больше величина поступающих групп.

2. При значении величины Δm для $m_{zp} \leq 5$ ваг. при значении $\Delta m \geq m_{zp}$ ($\Delta m / m_{zp} \geq 1$), а для $m_{zp} > 5$ ваг. при $\Delta m \geq 1,5m_{zp}$ ($\Delta m / m_{zp} \geq 1,5$) происходит безостаточное накопление вагонов, что обеспечивает минимальный простой под накоплением.

3. С введением величины Δm снижается величина среднего состава формируемых поездов m . Поэтому применение гибкой нормы состава для каждого поездного назначения и выбор значения Δm ввиду роста размеров движения должны опираться на возможность пропуска поездов по участку и достаточное количество локомотивного парка, а также учитывать специфику работы каждой сортировочной станции.

Список литературы

1. Кудрявцев, В.А. Новый подход к расчету затрат вагоно-часов на накопление /

В.А. Кудрявцев, Я.В. Кукушкина, Ш.М. Суюнбаев // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2010. – № 1. – С. 5-10.

2. Сотников, Е.А. Эксплуатационная работа железных дорог (состояние, проблемы, перспективы) / Е.А. Сотников. – М.: Транспорт, 1986. – 256 с.

3. Волков, В.С. Графику движения – надежное обеспечение / В.С. Волков // Железнодорожный транспорт. – 1989. – № 6. – С. 32-34.

4. Светашев, А.А. Составообразование на сортировочных станциях / А.А. Светашев, Н.Ф. Светашева. LAMBERT Academic Publishing, 2017. – 89 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.

Солиев Акмалжон Умаржонович – студент магистратуры «Организация перевозки и транспортная логистика» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, mr_akull993@mail.ru.

RESEARCH OF THE SPHERE OF APPLICATION OF A FLEXIBLE METHOD OF IMPLEMENTATION OF TRAIN MOVEMENT GRAPHICS

Svetashev A.A., Soliev A.U.

Tashkent Institute of Railway Transport Engineers (Tashkent, Uzbekistan)

The purpose of this article is to justify the use of a flexible method for implementing the train schedule at the sorting stations and the parameters characterizing it, as well as the dependencies that determine these parameters and the costs of car-hours for the accumulation of wagons. Results: The article gives a detailed analysis of the process of accumulation of wagons for the composition in the sorting park of the station with a flexible method of implementing the schedule. Formulas are proposed for determining the average daily expenses of car-hours for accumulation and the accumulation parameter of the compositions. The calculation is shown and the average statistical values of the investigated quantities are determined. Practical significance: is the detailed consideration of the process of accumulation of cars with the magnitude of deviation from the maximum norm, the composition in the smaller direction and its effect on the costs of car-hours for the accumulation of wagons.

Key words: wagons accumulation parameter, average residual value, flexible method of train traffic schedule implementation, wagon-hour costs, deviation value, flexible composition ratio, reduction of train idle time.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-105-112

References

1. Kudryavtsev V.A., Kukushkina Ya.V., Suyunbaev S.M. New approach to calculating the cost of Vago-hours accumulation. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2010, No. 1, pp. 5-10. (In Russian)

2. Sotnikov E.A. The Operational work of the Railways (the state, problems and prospects). Moscow, Transport, 1986. 256 p. (In Russian)

3. Volkov V.S. Traffic schedule – reliable security. *Railway transport*, 1989, No. 6, pp. 32-34. (In Russian)

4. Svetashev A.A., Svetasheva N.F. *The formation of trains on sorting stations*. LAMBERT Academic Publishing, 2017. 89 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*.

Akmaljon U. Soliev - the master's student "The Organization of transportation and transport logistics" at Tashkent Institute of Railway Transport Engineers, *mr_akull993@mail.ru*.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
03.03.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.03.2018



УДК 502.5/.8

НЕЙРОСЕТЕВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ЛАНДШАФТНОГО ПОКРОВА КЕРЧЕНСКОГО ПОЛУОСТРОВА В КОНТЕКСТЕ ПРОЯВЛЕНИЯ СКЛОНОВЫХ ПРОЦЕССОВ

Кривогуз Д.О, Буртник Д.Н.

Керченский государственный морской технологический университет (Керчь, Россия)

Современное развитие Керченского полуострова тесно связано с масштабным техногенным воздействием, что приводит к существенным изменениям в функционировании природных комплексов. В работе продемонстрирован нейросетевой подход к изучению изменений состояния ландшафтного покрова и приняты попытки его прогнозирования. Моделирование проводилось на основании имеющихся данных о различных компонентах окружающей среды Керченского полуострова и антропогенных факторов, на них воздействующих. Анализ показал значительные изменения в ландшафтной составляющей полуострова, которые потенциально могут привести к ухудшению ситуации с проявлениями склоновых процессов.

Ключевые слова: ландшафтный покров, нейронная сеть, моделирование, ГИС, Керченский полуостров, склоновые процессы.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-113-121

Введение.

Оползневые процессы наряду с другими склоновыми процессами каждый год становятся причиной огромного ущерба не только для экономик отдельных регионов и стран, но и приводят к значительным человеческим жертвам.

Керченский полуостров на данный момент является важным звеном в транспортно-логистической цепи Российской Федерации, что подразумевает под собой бурное развитие данного региона. Сам полуостров, имеет сложное геологическое строение, что наряду с совокупностью таких специфических для него факторов, как сейсмичность, климат, гидрология, антропогенное воздействие и ландшафтный покров, в дальнейшем может привести к значительным сложностям при проектировании и эксплуатации объектов инфраструктуры региона, а также при планировании характера землепользования.

Негативная роль в преобразованиях типов ландшафтного покрова может проявляться в пределах как небольших промежутков, так и в течении длительного времени [2]. Как показано в работах [8, 9, 11], изменение ландшафтного покрова является глобальной проблемой, с которой сталкиваются в любой части планеты, которая может являться причиной множества угроз, в том числе, и проявления оползневых процессов.

Материалы и методы.

Керченский полуостров (рис. 1) расположен в восточной части Крыма. Протяжен-

ность с запада на восток около 90 км, с севера на юг - от 17 до 50 км. Площадь составляет 2700... 3000 км. Наивысшими точками являются гора Пихбопай, гора Опук, гора Хрони. Керченский полуостров омывается Азовским морем на севере, заливом Сиваш на западе, а также на востоке Керченским проливом, на юге Чёрным морем. В основном все части Керченского полуострова относятся к Ленинскому району Крыма [1, 6, 10].

Северо-восточная часть полуострова является холмистой, сложена преимущественно известняками, глинами и песчаниками. На полуострове множество грязевых вулканов. Равнины и степи характерны для юго-западной части полуострова, которая сложена в основном палеогеновыми глинами [3].

Грядово-волнистые равнины Керченский полуострова связаны с одной стороны сложным строением горного Крыма, а с другой - складчатыми горами большого Кавказа. В пределах Керченского полуострова находится часть общего для горного Крыма и Кавказского предгорного прогиба, являющегося частью скифской платформы [7].

По характеру рельефа и геологическому строению Керченский полуостров можно разделить на несколько частей. Юго-западная часть преимущественно сложена майкопскими глинами, которые образуют слабоволнистую равнину. Рельеф образует многочисленные породы небольших коротких антиклинальных и синклинальных складок. Ядро данных складок состоит преимущественно из

майкопских и сарматских глин. За ним к северу, северо-востоку и востоку простираются мелкие горы и гребни, сложенные неогено-

выми известняками. Они имеют вытянутую форму и небольшую длину.

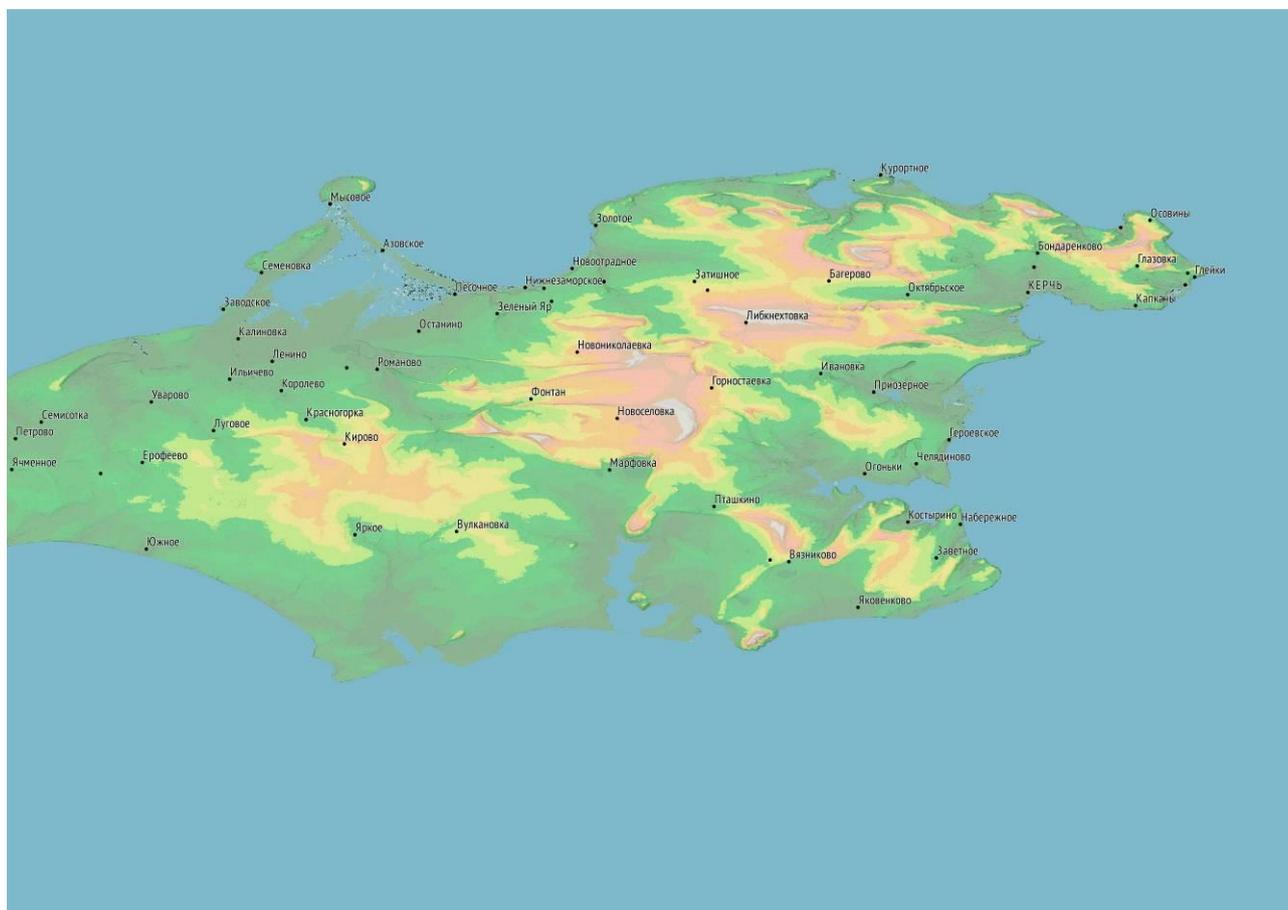


Рис. 1. Керченский полуостров (район исследований)

За ним к северу, северо-востоку и востоку простираются мелкие горы и гребни, сложенные неогеновыми известняками. Они имеют вытянутую форму и небольшую длину.

Керченский полуостров по рельефу можно разделить на две части, разделенные невысоким Парпачским гребнем.

Климат Керченского полуострова определяется географическим положением, а также рельефом. Омывается полуостров Черным и Азовским морями, которые оказывает смягчающее влияние на климат.

Климат данной местности умеренно-континентальный. Он характеризуется обилием солнечной энергии (около 2200 ч/год), а также характеризуется высокими средними летними температурами (до +40 градусов). Средняя температура за январь может составлять -4 градуса. Керченский полуостров характеризуется малым количеством атмосферных осадков (350...450 мм/год). Как

следствие, на полуострове нет рек с постоянным поверхностным стоком [4, 5].

Природные условия Керченского полуострова не способствуют развитию лесной растительности. Для полуострова характерна степная растительность, поэтому заросли кустарников сохранились лишь в труднодоступных местах: на слонах гребней, на балках. Из деревьев встречаются также дикие груши и яблони, реже - дикая вишня.

Общую схему прогнозирования изменений ландшафтного покрова можно представить следующим образом:

1. Получение спутниковых данных района исследований.
2. Выделение классов ландшафтного покрова и классификация спутниковых данных.
3. Выявление участков, подвергшихся изменению. Расчет вероятностей этих изменений.

4. Анализ влияния различных факторов на проявление этих изменений. Получение весовых коэффициентов влияния каждого фактора на процессы изменения ландшафтного покрова.

5. Реклассификация данных в соответствии с полученными весовыми коэффициентами.

6. Объединение данных весовых коэффициентов и данных о начальном состоянии территории в карту возможности появления изменений.

7. Построение матрицы переходов для каждого класса и построение на основании ее и интегральной карты карты будущих состояний среды.

8. Оценка качества полученного прогноза.

Моделирование изменений происходит за счет использования нейронной сети с обратным распространением ошибки. Входными данными для этого шага являются карта изменений и список факторов, предположительно влияющих на вероятность возникновения изменений. Выходными значениями

являются веса факторов, определенные моделью.

Вся выборка делится на две группы:

- обучающая (80 % всех данных);
- тестовая (20 % всех данных).

Период прогноза x определяется как разница между начальными данными N и конечными данными $N+x$. Таким образом, модель будет прогнозировать симуляцию изменения ландшафтного покрова местности до момента времени $N+2x$ (период времени при этом определяется любым временным промежутком - от дней до лет) [10].

Результаты и обсуждение.

Для прогнозирования изменений ландшафтного покрова использовались спутниковые снимки Landsat-5 и Landsat-8 (LT51760292007199MOR00 и LC81760292015141LGN00). Для классификации снимков были выбраны 5 классов:

1. Водные объекты.
2. Почва, распаханые поля.
3. Трава, низкая растительность.
4. Искусственные объекты.
5. Высокая растительность, деревья, сады.

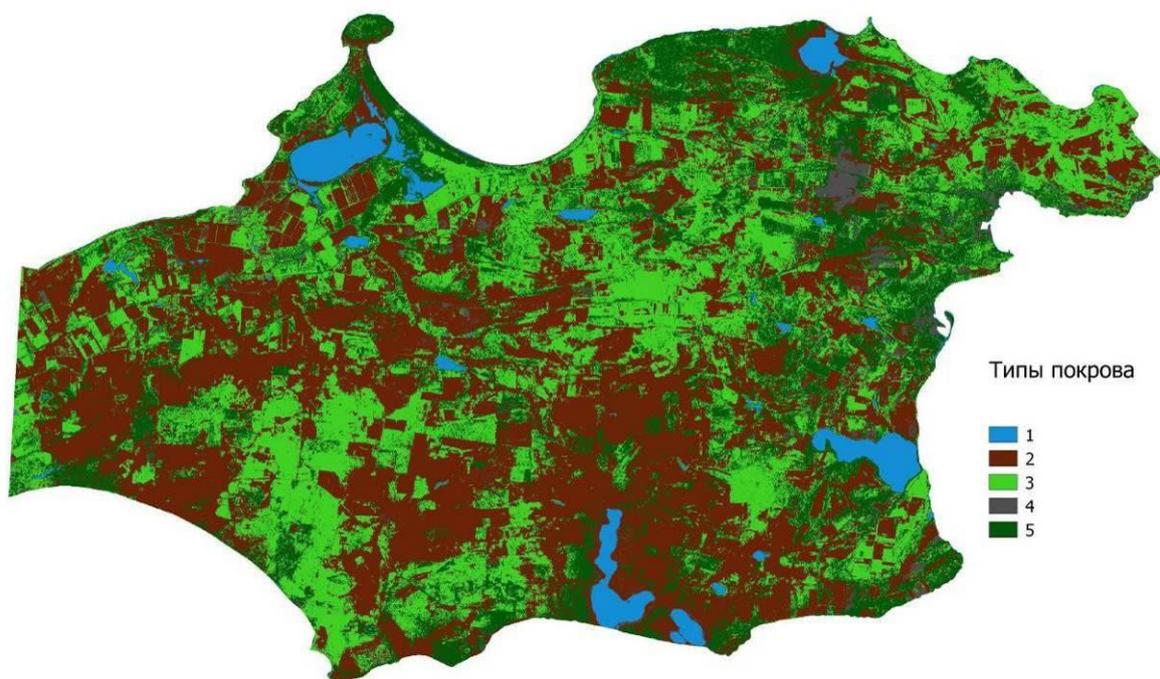


Рис. 2. Ландшафтный покров Керченского полуострова (2007 г.): 1 - водные объекты; 2 - почва, распаханые поля; 3 - трава, низкая растительность; 4 - искусственные объекты; 5 - высокая растительность, деревья, сады

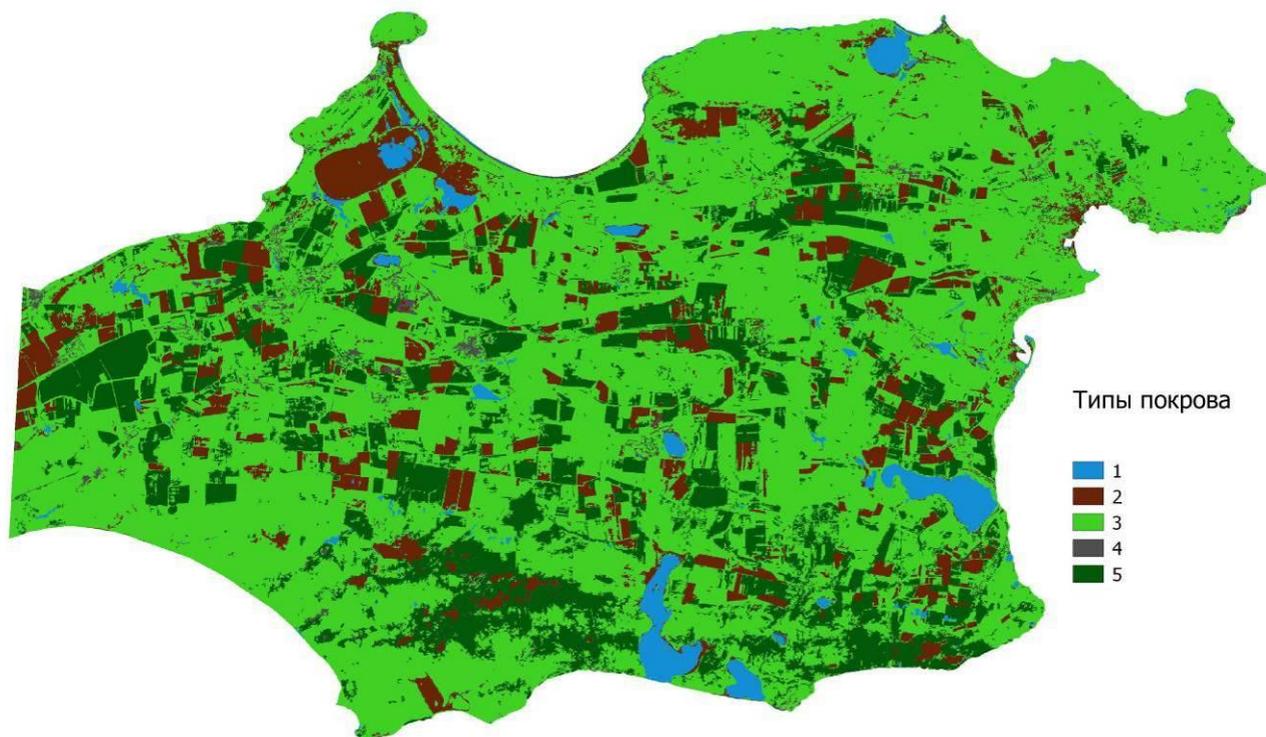


Рис. 3. Ландшафтный покров Керченского полуострова (2015 г.): 1 - водные объекты; 2 - почва, распаханые поля; 3 - трава, низкая растительность; 4 - искусственные объекты; 5 - высокая растительность, деревья, сады

В качестве факторов использовались сведения об инфраструктуре (близость к дорогам), близость к водным объектам, индекс баланса геомасс, данные рельефа, геологические данные и сведения о составе почв, данные о покрове местности (NDVI).

В качестве начальных данных были использованы данные состояния ландшафтного покрова Керченского полуострова за 2007 г., которые сравнивались с соответствующими данными за 2015 г. (рис. 2, 3).

При сравнении этих данных за 2007 г. и 2015 г. можно проследить за изменениями

ландшафта. Выделяется высокая вероятность перехода от высокой растительности к травянистой (0,799), что говорит о возможном изменении в характере землепользования за 8 лет, а также к увеличению скорости обезлесивания (табл. 1). Необходимо отметить высокие уровни перехода практически любого класса к классу травяной растительности. Данный процесс может быть связан как с отсутствием управления на объектах землепользования, так и с активной направленностью на развитие сельского хозяйства.

Таблица 1

Матрица изменения факторов

Факторы	1	2	3	4	5
1	0,605306	0,042195	0,138941	0,213109	0,000448
2	0,001257	0,109631	0,611784	0,026063	0,251265
3	0,001438	0,088025	0,694887	0,016500	0,199149
4	0,044075	0,176929	0,462554	0,150244	0,166198
5	0,004348	0,065509	0,799166	0,010923	0,140054

Таблица 2

Корреляция между факторами, обуславливающими процессы изменения ландшафтного покрова

Факторы	Близость к дорогам	Осадки	Уклон местности	Почва	Близость к водоемам	Индекс баланса геомасс	NDVI
Близость к дорогам	--	0,2535	-0,1341	-0,1139	0,0169	-0,0659	-0,1018
Осадки		--	-0,1663	-0,0924	0,1167	-0,1623	-0,1867
Уклон местности			--	-0,0977	-0,0053	0,1331	0,1879
Почва				--	-0,1574	0,0266	-0,1197
Близость к водоемам					--	0,0101	0,0479
Индекс баланса геомасс						--	0,2615
NDVI							--

Таблица 3

Статистика изменений классов в процентном соотношении

Факторы	2007 км ²	2015 км ²	Δ, км ²	2007%	2015%	Δ%
1	95,12	68,41	-26,71	3,2835	2,3616	-0,9219
2	1188,39	272,63	-915,77	41,023	9,411	-31,6119
3	851,06	1887,33	1036,27	29,3782	65,15	35,7717
4	120,95	90,46	-30,49	4,1751	3,1228	-1,0523
5	641,37	578,06	-63,31	22,14	19,9544	-2,1855

Анализируя факторы, которые потенциально могут повлиять на процессы изменения ландшафтного покрова, можно сказать, что наибольшую положительную корреляцию на данные процессы имеет взаимодействие индекса баланса геомасс и вегетационная активность растительности, а также уровень атмосферных осадков и близость участка к дороге (табл. 2).

В процентном соотношении (табл. 3) изменение коснулось практически всех выделенных классов, кроме водных объектов, так как изменение в 0,9% может быть вызвано сезонными колебаниями озер Чокракское, Акташское и Тобечикское, связанное с обильным выпадением атмосферных осадков и притоком морской воды в них.

Наибольшим изменениям подверглись территории, занятые травянистой растительностью. Их прирост составил около 1000 км² или практически треть всей территории полу-

острова. Данный факт может быть вызван как изменениями в уровне выпадения атмосферных осадков, так и изменением в уровне использования земель в сельском хозяйстве. Об этом также говорит и уменьшение территорий с голой или распаханной почвой, площадь изменения которых составила около 900 км².

Для моделирования изменений ландшафтного покрова Керченского полуострова использовалась нейронная сеть с обратным распространением ошибки со следующими параметрами:

- близость: 1 пиксель;
- скорость обучения: 0,1;
- количество итераций: 1000;
- количество скрытых слоев: 10;
- момент: 0,05.

Результат обучения нейронной сети представлен на рис. 4. Общая ошибка обучения составила 0,1 или 10%. Это говорит о высокой точности результатов моделирования.

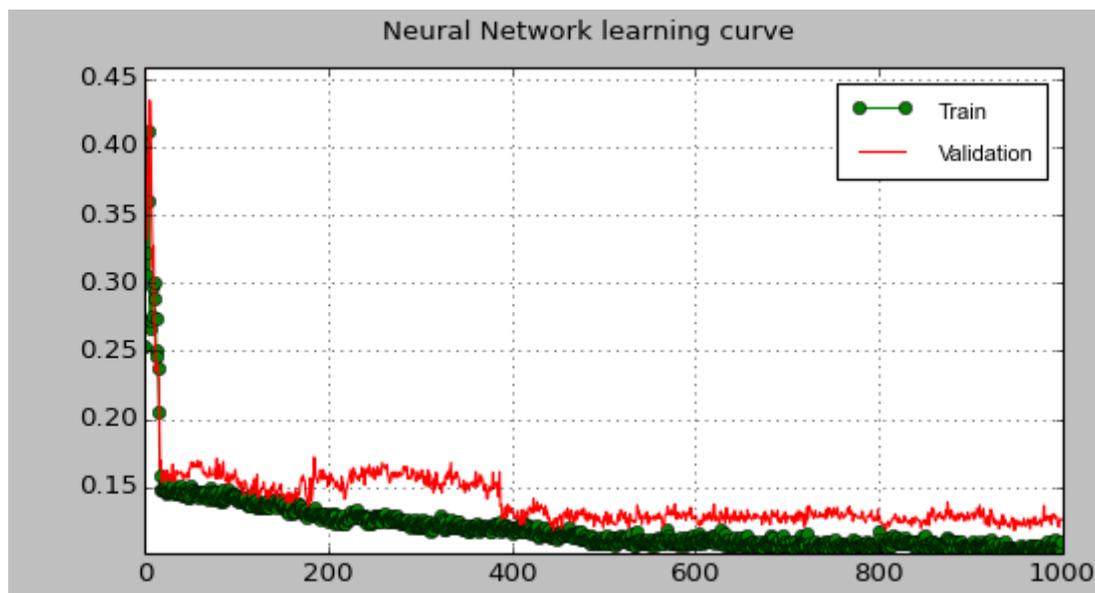


Рис. 4. Визуализация обучения нейронной сети

Моделирование изменений ландшафтного покрова Керченского полуострова до 2022 года (рис. 5) показывает (табл. 4), что в основном по всем классам ландшафтного покрова присутствует высокая вероятность отсутствия изменений.

Так же как и в период с 2007 по 2015 гг. изменения происходят путем увеличения класса травяной растительности, что обуславливает продолжение протекания тех же процессов - увеличения уровня атмосферных осадков, усиления сельскохозяйственной деятельности, а также вывода земель из сельскохозяйственного оборота, что приводит к зарастанию земель травяной растительностью.

Заключение.

Процессы изменения ландшафтного покрова Керченского полуострова следует счи-

тать достаточно существенными. Результаты проведенного моделирования говорят о значительном увеличении территорий, занимаемых травянистой растительностью. Основной причиной, провоцирующей данный процесс, является совокупное воздействие ряда природных и антропогенных факторов: уровня атмосферных осадков, увеличения инфраструктуры полуострова, изменения хозяйственного использования земель и др.

С точки зрения угрожающих потенциальному развитию территории склоновых процессов это может существенно сказаться на замедлении этих процессов, так как зачастую отмечается уменьшение скорости их образования в зависимости от обилия растительного покрова местности благодаря связывающим и укрепляющим свойствам корневой системы растений.

Таблица 4

Матрица перехода факторов (2015-2022 гг.)

Класс	1	2	3	4	5
1	0.874620	0.000042	0.051685	0.000000	0.073654
2	0.000000	0.501042	0.344581	0.000000	0.154377
3	0.000001	0.000034	0.957430	0.000000	0.042535
4	0.000000	0.000000	0.152389	0.713574	0.134036
5	0.000092	0.001440	0.322659	0.000371	0.675437

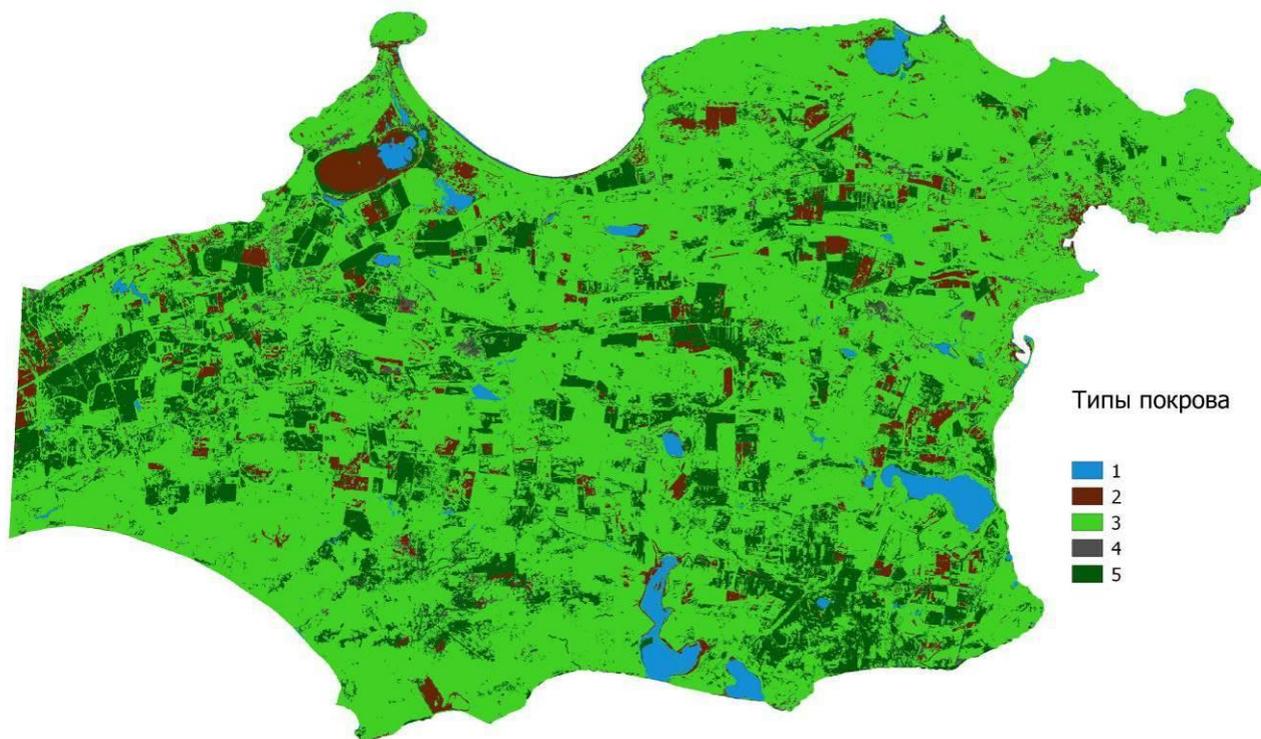


Рис. 5. Ландшафтный покров Керченского полуострова (2022 г.): 1 - водные объекты; 2 - почва, распаханые поля; 3 - трава, низкая растительность; 4 - искусственные объекты; 5 - высокая растительность, деревья, сады

Список литературы.

1. Беспалова, Л.А. Интегральная оценка качества среды Азовского моря / Л.А. Беспалова // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Серия: Естественные науки. - 2008. - №2. - С. 87-92.
2. Гежа, Н.А. Исследование опасных экзогенных геологических процессов берегов Азовского моря на основе данных дистанционного зондирования / Н.А. Гежа, Е.А. Щетинин, Л.А. Беспалова. - Туапсе: Издательский Дом-Юг, 2016. С. 244-247.
3. Ивлиева, О.В. Современные опасные экзогенные процессы в береговой зоне Азовского моря / О.В. Ивлиева, Е.В. Беспалова, И.В. Шевердяев, К.С. Сушко, Г.Г. Матишов. Ростов-на-Дону: Южный федеральный университет, 2015. 321 с.
4. Кривогуз, Д.О. Роль гидрологических процессов в процессах оползнеобразования Керченского полуострова // Материалы международной конференции "Современные

проблемы и перспективные направления инновационного развития науки". Уфа: Аэтерна, 2016. С. 207-210.

5. Кропянко, Л.В. Антропогенная деятельность на береговых ландшафтах и проблемы совместимости различных видов хозяйственной деятельности Азово-Черноморского побережья / Л.В. Кропянко, Л.А. Беспалова // Международный научно-исследовательский журнал. - 2013. - № 17. - С. 126-129.

6. Матишов, Г.Г. Азовское море: современные абразионные процессы и проблемы берегозащиты // Доклады Академии наук. - 2016. - № 4. - С. 483-486.

7. Юдин, В.В. Геодинамика Крыма / В.В. Юдин. - Симферополь: ДИАЙ-ПИ, 2011. 336 с.

8. Cheruto Assessment of Land Use and Land Cover Change Using GIS and Remote Sensing Techniques: A Case Study of Makueni County, Kenya. *J. Remote Sensing & GIS*, 2016, No.5.

9. Khazieva E. GIS modelling in thematic mapping of land cover changes in the forest-steppe region of Russia. *J. Geogr.*, 2015, No.1, pp. 55-62.

10. Krivoguz D. Methods of Evaluation for Region's Landslide Susceptibility. Short Overview. *Safety in Technosphere*, 2017, No.3, pp. 57-60. DOI: 10.12737/22192

11. Zhou M. Influences of Different Land Use Spatial Control Schemes on Farmland Conversion and Urban Development. *PLOS ONE*, 2015, No.4, pp. e0125008.

Сведения об авторах

Кривогуз Денис Олегович - ассистент, младший научный сотрудник в ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет», *krivoguzdenis@gmail.com*.

Буртник Дарья Николаевна - студент ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет», *daray.burtnik@yandex.ru*.

NEURAL NETWORK MODELING OF CHANGES IN THE LAND COVER OF THE KERCH PENINSULA IN THE CONTEXT OF LANDSLIDES OCCURENCE

Krivoguz D.O., Burtnik D.N.

Kerch State Maritime Technological University (Kerch, Russia)

The modern development of the Kerch Peninsula is closely connected with the large-scale man-caused impact, which leads to significant changes in the functioning of natural complexes. The paper demonstrates the neural network approach to studying changes in the state of the landscape cover and attempts are made to predict it. The modeling was carried out on the basis of available data on various components of the environment of the Kerch Peninsula and the anthropogenic factors affecting them. The analysis showed significant changes in the landscape component of the peninsula, which could potentially lead to a deterioration in the situation with the manifestations of landslides.

Key words: Landcover, neural network, modeling, GIS, Kerch peninsula, landslides.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-113-121

References

1. Bepalova L.A. Integralnaya otsenka kachestva sredy Azovskogo morya. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Severo-Kavkazskiy region. Seriya Estestvennye nauki*, 2008, No.2, pp. 87–92. (In Russian)

2. Gezha N.A., Shchetinin E.A., Bepalova L.A. *Issledovanie opasnykh ekzogennykh geologicheskikh protsessov beregov Azovskogo morya na osnove dannykh distantsionnogo zondirovaniya*. Tuapse: Izdateskiy Dom-Yug, 2016. 244–247 p. (In Russian)

3. Ivlieva O.V., Bepalova E.V., Sheverdyaev I.V., Sushko K.S., Matishov G.G. *Sovremennye opasnye ekzogennye protsessy v beregovoy zone Azovskogo morya*. Rostov-na-Donu: Yuzhnyy federalnyy universitet, 2015. 321 p. (In Russian)

4. Krivoguz D.O. Rol gidrologicheskikh protsessov v protsessakh opolzneobrazovaniya

Kerchenskogo poluostrova. *Materialy mezhdunarodnoy konferentsii "Sovremennye problemy i perspektivnye napravleniya innovatsionnogo razvitiya nauki"*. Ufa, Aeterna, 2016, pp. 207–210. (In Russian)

5. Kropyanko L.V., Bepalova L.A. Antropogennaya deyatelnost na beregovykh landshaf-takh i problemy sovместимости razlichnykh vidov hozyaystvennoy deyatelnosti Azovo-Chernomorskogo poberezhya. *Mezhdunarodnyy nauchno-issledovatel'skiy zhurnal*, 2013, No. 17, pp. 126–129. (In Russian)

6. Matishov G.G. Azovskoe more: sovremennye abraziionnye protsessy i problemy beregozashchity. *Doklady Akademii nauk*, 2016, No.4, pp. 483–486. (In Russian)

7. Yudin V.V. *Geodinamika Kryma*. Simferopol, DIAY-PI, 2011. 336 p. (In Russian)

8. Cheruto Assessment of Land Use and Land Cover Change Using GIS and Remote

Sensing Techniques: A Case Study of Makueni County, Kenya. *J. Remote Sensing & GIS*, 2016, No.5.

9. Khazieva E. GIS modelling in thematic mapping of land cover changes in the forest-steppe region of Russia. *J. Geogr.*, 2015, No.1, pp. 55–62.

10. Krivoguz D. Methods of Evaluation for Region's Landslide Susceptibility. Short Overview. *Safety in Technosphere*, 2017, No.3, pp. 57–60. DOI: 10.12737/22192

11. Zhou M. Influences of Different Land

Use Spatial Control Schemes on Farmland Conversion and Urban Development. *PLOS ONE*, 2015, No.4, pp. e0125008.

Authors' information

Denis O. Krivoguz - teaching Assistant, Junior research fellow at Kerch State Maritime Technological University, *krivoguzdenis@gmail.com*.

Daria N. Burtnik – student at Kerch State Maritime Technological University, *da-ray.burtnik@yandex.ru*.

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

Дата публикации
(Date of publication):
25.03.2018



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> 25.03.2018 г.