



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiiy Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2021(3)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 3
2021**

Технические науки

**Nauchno-tehnicheskij
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta**

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

№ 3
2021

Engineering Science

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 3 (2021). Брянск: РИСО БГУ, 2021. – Точка доступа: <https://ntv-brgu.ru>
Размещено на официальном сайте журнала: 25.09.2021

Распоряжением Минобрнауки России от 12 февраля 2019 г. № 21-р сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук по следующим специальностям научных работников:

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин (технические науки);

05.02.11 – Методы контроля и диагностика в машиностроении (технические науки);

05.05.03 – Колесные и гусеничные машины (технические науки);

05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины (технические науки)

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

И.А. Лагерев – 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. Polyenin - 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, 2021
© 2021 Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



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

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ



Машиностроение и машиноведение
Транспортное, горное и строительное машиностроение

Статьи, опубликованные в этом разделе, соответствуют требованиям Перечня рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора наук, на соискание ученой степени кандидата наук по специальностям научных работников 05.02.02; 05.02.11; 05.05.03; 05.05.04 (Распоряжение Минобрнауки России от 12 февраля 2019 г. № 21-р)

Витчук П. В., Рейхерт Н. Д., Витчук Н.А. (Калуга, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-205-216

Выбор и расчет тяговых элементов механизма подъема лифта 205

Корытов М.С., Щербаков В.С., Беляков В.Е., Зубарь А.В. (Омск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-217-226

Экспериментальные исследования колебаний груза при перемещении
грузоподъемного крана ДЭК-251 217

Лагереv А.В. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-227-235

Вероятностная оценка нарушения герметичности сосудов давления при
проведении риск-анализа технических устройств на опасных производственных
объектах 227

Лагереv И.А., Лагереv А.В., Таричко В.И. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-236-250

Варианты компоновки основного технологического оборудования на базовых
шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов и их
сравнительный анализ 236

Сафронов Е.В., Носко А.Л., Гуськова А.С. (Москва, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-251-258

Методика расчета несущей рамы гравитационного роликового стеллажа для
коробов 251

Сухарев Р.Ю. (Омск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-259-269

Математические модели процессов поворота колесных дорожно-строительных
машин 259

Таричко В.И., Шалупина П.И. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-270-279

Уточнение характеристик аэродинамического сопротивления движению
специальных колесных шасси и тягачей на основе применения методов
вычислительной газодинамики 270

Толкачев Е.Н. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-280-295

Изменение технических характеристик конвейеров с подвесной лентой при
отказах в системе электропитания приводных подвесок 280

Тропин С.Л., Мисинев А.Н., Гнездилов С.Г. (Москва, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-296-301

Оценка возможности использования мобильных мостов для преодоления
искусственных сооружений специализированными многоосными колесными
транспортными средствами 296

Шалупина П.И., Рагулина Ю.В. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-302-307

Моделирование напряженно-деформированного состояния седельно-цепного
устройства прицепа 302

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE



Machinery Building and Theoretical Engineering Transport, Mining and Construction Machinery

The articles published in this section comply with the requirements of the List of peer-reviewed scientific publications, in which the main scientific results of dissertations for the degree of Doctor of Science, for the degree of Candidate of Science in the specialties of scientific workers 05.02.02; 05.02.11; 05.05.03; 05.05.04

(Order of the Ministry of Education and Science of Russia of February 12, 2019 No. 21-p)

Vitchuk P.V., Reykhert N.D., Vitchuk N.A. (Kaluga, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-205-216

Selection and calculation of traction elements of the elevator lifting mechanism 205

Korytov M.S., Sherbakov V.S., Belyakov V.E., Zubar A.V. (Omsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-217-226

Experimental studies of load vibrations when moving the DEC-251 loading crane 217

Lagerev A.V. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-227-235

Probability assessment of tightness loss pressure vessels during risk analysis technical devices for hazardous production facilities 227

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-236-250

Variants of the layout of the main technological equipment on the base chassis of mobile transport and reloading rope complexes and their comparative analysis 236

Safronov E.V., Nosko A.L., Guskova A.S. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-251-258

Calculation method of the load-bearing frame of a gravity roller rack for boxes 251

Sukharev R.Yu. (Omsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-259-269

Mathematical models of wheel turning processes road construction vehicles 259

Tarichko V.I., Shalupina P.I. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-270-279

Refinement of the characteristics of the aerodynamic resistance to the movement of special wheeled chassis and tractors based on the use of computational gas dynamics methods 270

Tolkachev E.N. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-280-295

Changing the technical characteristics of conveyors with a suspended belt in case of failures in the power supply system of drive suspensions 280

Tropin S.L., Misinev A.N., Gnezdilov S.G. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-296-301

Assessment of the possibility of using mobile bridges to overcome man-made structures
by specialized multi-axle wheeled vehicles 296

Shalupina P.I., Ragulina Yu.V. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-302-307

The stress-strain state of the trailer seat-coupling device simulation 302

УДК (UDC) 621.86

ВЫБОР И РАСЧЕТ ТЯГОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ЛИФТА

SELECTION AND CALCULATION OF TRACTION ELEMENTS OF THE ELEVATOR LIFTING MECHANISM

Витчук П.В.¹, Рейхерт Н.Д.¹, Витчук Н.А.²
Vitchuk P.V.¹, Reykhert N.D.¹, Vitchuk N.A.²¹ – Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана
Национальный исследовательский университет, Калужский филиал (Калуга, Россия)² – Калужский государственный университет им. К.Э. Циолковского (Калуга, Россия)¹ – Moscow state technical university named after N.E. Bauman (National research university),
Kaluga branch (Kaluga, Russian Federation)² – Kaluga state university named after K.E. Tsiolkovsky (Kaluga, Russian Federation)

Аннотация. Правильный выбор элементов механизма подъема лифта и их параметров обеспечивает его безотказность, долговечность, энергетическую и экономическую эффективность. В работе изложены рекомендации по выбору тяговых элементов механизма подъема лифта и последовательность определения их параметров на основе многовариантного расчета. Целью предлагаемой последовательности ставится получение наиболее рациональных параметров тяговых элементов механизма подъема лифта. Исходными данными к расчету являются грузоподъемность лифта, номинальная скорость движения, высота подъема кабины. Также необходимо учитывать назначение лифта. На первом этапе расчета определяют массы кабины и противовеса. При этом следует использовать имеющиеся данные о лифтах-аналогах. При отсутствии таких данных могут быть использованы приближенные зависимости, предложенные авторами статьи. На втором этапе выбирают кинематическую схему лифта. На третьем этапе производят выбор типа тягового элемента. На основе отечественного и зарубежного опыта лифтостроения, а также известной литературы сформулированы рекомендации по выбору типа тягового элемента. Завершающий этап – многовариантный расчет тяговых элементов. Предложено проводить оценку результатов расчета с учетом минимальной величины коэффициента запаса в соответствии со стандартом EN 81-1:1998. Рассмотренный в работе расчет тяговых элементов является лишь небольшой частью процесса определения оптимальных параметров элементов механизма подъема лифта. При этом уже на данном этапе вводится вариативность, которая делает расчет достаточно трудозатратным для выполнения его вручную. Очевидно, что многовариантная методика расчета, позволяющая проанализировать множество различных сочетаний параметров элементов механизма подъема лифта и выбрать оптимальные из них, невозможна без использования ЭВМ.

Abstract. The correct choice of elements of the elevator lifting mechanism and their parameters ensures its reliability, durability, energy and economic efficiency. The paper contains recommendations for the selection of the traction elements of the elevator lifting mechanism and the sequence of determining their parameters based on a multivariate calculation. The purpose of the proposed sequence is to obtain the most rational parameters of the traction elements of the elevator lifting mechanism. The initial data for the calculation are the lifting capacity of the elevator, the nominal speed of movement, the height of the lift of the car. It is also necessary to consider the purpose of the elevator. At the first stage of the calculation, the masses of the cab and the counterweight are determined. In this case, the existing data on analogue lifts should be used. In the absence of such data, the approximate dependences proposed by the authors of the article can be used. At the second stage, the kinematic scheme of the elevator is selected. At the third stage, the type of traction element is selected. On the basis of domestic and foreign experience in elevator engineering and well-known literature, recommendations are formulated for choosing the type of traction element. The final stage is a multivariate calculation of traction elements. It is proposed to evaluate the calculation results taking into account the minimum value of the safety factor in accordance with the EN 81-1: 1998 standard. The calculation of the traction elements considered in the work is only a small part of the process of determining the optimal parameters of the elements of the elevator lifting mechanism. At the same time, already at this stage, variability is introduced, which makes the calculation quite laborious to perform it manually. Obviously, a multivariate calculation method that allows you to analyze many different combinations of parameters of the elements of the elevator lifting mechanism and choose the optimal ones is impossible without the use of a computer.

Ключевые слова: лифт, механизм подъема, привод лифта, стальной канат, тяговый орган.

Дата принятия к публикации: 01.07.2021
Дата публикации: 25.09.2021

Сведения об авторах:

Витчук Павел Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные системы», Калужский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»,
e-mail: vitchuk@bmstu.ru
ORCID: 0000-0002-7916-5056

Рейхерт Надежда Дмитриевна – студент кафедры «Подъемно-транспортные системы», Калужский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»,
e-mail: reykhert.nadia@ya.ru.

Витчук Наталья Андреевна – кандидат технических наук, доцент кафедры инженерных и технологических дисциплин, Калужский государственный университет им. К.Э. Циолковского,
e-mail: vitchuk.natalya@mail.ru
ORCID: 0000-0003-4250-8956

Keywords: lift, lifting mechanism, elevator drive, steel rope, traction element

Date of acceptance for publication: 01.07.2021
Date of publication: 25.09.2021

Authors' information:

Pavel V. Vitchuk – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Department «Lifting and transport systems» at Bauman Moscow State Technical University» (Kaluga Branch),
e-mail: vitchuk@bmstu.ru.
ORCID: 0000-0002-7916-5056

Nadezhda D. Reykhert – student of Department «Lifting and transport systems» at Bauman Moscow State Technical University» (Kaluga Branch),
e-mail: reykhert.nadia@ya.ru.

Natalya A. Vitchuk – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Department “Engineering and technological disciplines” at Kaluga State University named after K.E. Tsiolkovsky,
e-mail: vitchuk.natalya@mail.ru
ORCID: 0000-0003-4250-8956

1. Введение

В настоящее время отечественная и зарубежная промышленность изготавливает большое количество разнообразных по конструктивному исполнению лифтов. Механизмы подъема этих лифтов выполнены по различным схемам, отличающимся между собой кратностью подвески, типом, числом и габаритами тяговых элементов, типом и параметрами тяговых органов. При этом методики расчета, приводимые в известных источниках [1–3], сводятся к непосредственному расчету параметров элементов механизма подъема по коэффициентам запаса. Это не позволяет оперативно анализировать взаимосвязи количественных показателей параметров элементов механизма подъема лифта с учетом взаимовлияющих факторов. В [4] предложен многовариантный подход к определению параметров канатно-блочной системы лифта, позволяющий варьировать типом, диаметром, количеством тяговых канатов, диаметром канатоведущего шкива и параметрами его ручьев. К недостаткам данно-

го похода следует отнести то, что он применим только к лифтам к канатоведущим шкивом и стальными канатами, а также не позволяет варьировать кратностью подвески.

2. Постановка задачи

Актуальной является задача разработки последовательности расчета тяговых элементов механизма подъема лифта на основе многовариантного расчета с целью получения их наиболее рациональных параметров. Это позволит обеспечить безотказность, долговечность, энергетическую и экономическую эффективность механизма подъема лифта.

3. Последовательность определения параметров тяговых элементов

Рассмотрим основные этапы предлагаемой последовательности и их содержание.

1. Исходные данные.

На начальной стадии проектирования здания определяют параметры лифтовой

системы с целью обеспечения нормального уровня обслуживания пассажиров. При определении параметров лифтовой системы в настоящее время применяют два метода оценки характеристик пассажиропотока здания:

- метод калькуляции;
- метод моделирования.

Для реализации первого метода используют расчетные зависимости, соответствующие методическим основам расчета пассажирского вертикального транспорта, изложенным в ГОСТ Р 52941-2008 (ISO 4190-6:1984) и Приложении 2 к СНиП 2.08.02. Для реализации второго метода используют специальные программы для ЭВМ (например, разработанная фирмой Schindler (Шиндлер, Швейцария) [5]), переносящие весь предполагаемый пассажиропоток в виртуальный. При использовании каждого из методов в результате расчета получают требуемое количество лифтов, их грузоподъемность, скорость движения и высоту подъема.

Таким образом, исходными данными к расчету механизма подъема являются: грузоподъемность лифта Q , номинальная скорость движения V_H , высота подъема кабины H . Также необходимо учитывать назначение лифта.

2. Определение массы кабины и противовеса.

Формулы для точного определения массы кабины в известной литературе отсутствуют. Поэтому при определении массы кабины следует использовать имеющиеся данные о лифтах-аналогах проектируемому. При отсутствии таких данных для лифтов со шкивом трения могут быть использованы приближенные зависимости, кг:

– больничной категории А:

$$Q_K \approx (644 \dots 743) A_K \cdot B_K; \quad (1)$$

– больничной категории В:

$$Q_K \approx (228 \dots 263) A_K \cdot B_K; \quad (2)$$

– пассажирской категории А:

$$Q_K \approx (585 \dots 675) A_K \cdot B_K; \quad (3)$$

– пассажирской категории В:

$$Q_K \approx (370 \dots 428) A_K \cdot B_K; \quad (4)$$

– грузовой категории А:

$$Q_K \approx (709 \dots 818) A_K \cdot B_K; \quad (5)$$

– грузовой категории В:

$$Q_K \approx (520 \dots 600) A_K \cdot B_K, \quad (6)$$

где A_K и B_K – глубина и ширина кабины соответственно.

Вывод формул (1)-(6) изложен в [6] и здесь не рассматривается.

В лифтах с барабаном или тяговой звездочкой (допустимо использовать при номинальной скорости движения кабины до 0,63 м/с) не требуется избыточная масса кабины для обеспечения необходимых тяговых характеристик привода, поэтому можно принять $Q_K \approx (0,8 \dots 1) Q$.

3. Выбор кинематической схемы лифта.

Кинематическая схема лифта – принципиальная схема взаимодействия подъемного механизма с подвижными частями лифта (кабиной и противовесом). Для обеспечения заданных техническим заданием параметров лифтов заводами-изготовителями используются самые разнообразные кинематические схемы, отличающиеся между собой кратностью полиспафта, расположением машинного помещения и т.д. Подробно эти схемы описаны в литературных источниках [1–3] и здесь не рассматриваются.

При выборе кинематической схемы нужно решить две основные задачи:

- подобрать ее компоновку;
- подобрать кратность полиспафтной подвески a .

Решение первой задачи определяется конструктивными особенностями здания и расположением лифта внутри него. Решение второй задачи подразумевает вариативность значений кратности полиспафтной подвески, которую можно использовать для поиска наилучшей компоновочной схемы механизма подъема лифта. Поэтому при многовариантном расчете целесообразно одновременно рассмотреть несколько кратностей полиспафта из диапазона $a = 1 \dots 4$.

При выборе кратности полиспафта можно руководствоваться рекомендациями, приведенными в табл. 1, полученными на основе обобщения параметров лифтов, изготавливаемых ведущими мировыми производителями [7–10].

Таблица 1

Рекомендации по выбору кратности полиспаста

Назначение лифта	Высота подъема, м/ количество остановок	Скорость, м/с	Грузоподъемность, кг	Тяговый элемент, кратность полиспаста		
Otis (Отис, США) [7]						
Пассажирский, больничной	50/17	1,0	450 (6 чел.); 630 (8 чел.); 1000 (13 чел.)	Лента, $a=2$		
	90/30	1,6				
	45/14	1,0				
Пассажирский	150/32	2,5	1600 (21 чел.)			
Пассажирский	45/14	1,0	320 (4 чел.); 450 (6 чел.); 480 (6 чел.); 630 (8 чел.); 900 (12 чел.); 1000 (13 чел.)			
Kone (Коне, Финляндия) [8]						
Пассажирский			75/24	1,75	1150 (до 15 чел.)	Канат, $a=2$
Пассажирский			120/48	2,5	1600 (до 21 чел.)	
Пассажирский			100/36	3,0	2500 (до 33 чел.)	
Пассажирский для коммерческих зданий и зданий средней и большой этажности	210/63	4,0	2000 (до 26 чел.)			
Грузовой	40/12	1,6	5000 (до 53 чел.)	Канат, $a=4$		
Грузопассажирский, больничной	40/12	1,0	2500 (до 33 чел.)			
ThyssenKrupp (ТиссенКрупп, Германия) [9]						
Грузопассажирский (для всех типов зданий), больничной	60/23 80/30	1,0	400 (5 чел.)	Лента, $a=2$		
		1,6	630 (8 чел.); 1000 (13 чел.)			
	80/21	1,0	450...1600 (до 21 чел.)			
		1,6				
		1,0				
100/40	1,6	450-2500 (до 33 чел.)				
	2,0					
	2,5					
Грузопассажирский (для всех типов зданий), больничной	100/40	1,0	450-4000 (до 53 чел.)	Канат, $a=2$ $a=3$ $a=4$		
		1,6				
		2,0				
		2,5				

Продолжение табл. 1

Назначение лифта	Высота подъема, м/ количество остановок	Скорость, м/с	Грузоподъемность, кг	Тяговый элемент, кратность полиспаста
Пассажирский (для всех типов зданий), больничные	60/16 80/20	1,0 1,6	450 (6 чел.)	Канат, $a=1$ $a=2$
	60/16 80/20 100/30 135/40	1,0 1,6 2,0 2,5	630 (8 чел.); 800 (10 чел.); 1000 (13 чел.); 1250 (16 чел.); 1600 (20 чел.)	
	60/16 80/20 100/30	1,0 1,6 2,0	2000 (26 чел.)	
	60/16 80/20	1,0 1,6	2500 (33 чел.)	
	45/12	1,0	450 (5 чел.); 630 (8 чел.); 1000 (13 чел.)	
Грузопассажирский (жилые здания)	60/20	1,0 1,6 1,75	320 (4 чел.); 450 (5 чел.); 630 (8 чел.); 850 (10 чел.); 1000 (13 чел.)	Канат, $a=2$
	30/10	0,6...1,0	1800; 2000; 2500; 3000; 3500; 4000; 4500	
Грузовой	30/10	0,3...0,5	5000; 5500; 6000	Канат, $a=4$
	Schindler (Шиндлер, Швейцария) [10]			
Грузопассажирский	42/21 65/21	1,0 1,6	1000 (13 чел.); 1275 (17 чел.); 1600 (21 чел.); 2000 (26 чел.)	Канат, $a=2$
	42/21	1,0	2500 (33 чел.)	
Больничные	42/21 65/21	1,0 1,6	1275 (17 чел.); 1600 (21 чел.); 2000 (26 чел.)	
	42/21	1,0	2500 (33 чел.)	
Грузовой	42/21 65/21	1,0 1,6	1000; 1275	
	25/21	1,0 1,6	1600; 200	
	25/21	1,0	2500	
	24/21	1,0	3000; 3200; 3500	
	24/21	0,8	4000	

Окончание табл. 1

Назначение лифта	Высота подъема, м/ количество остановок	Скорость, м/с	Грузоподъемность, кг	Тяговый элемент, кратность полиспаста
Пассажирский (для всех типов зданий), больничной	45/15	1,0	630 (8 чел.);	Лента, $a=2$
	80/30	1,6	800 (10 чел.)	
	45/15	1,0	1000 (13 чел.);	
	80/30	1,6	1275 (17 чел.);	
	100/36	2,5	1600 (21 чел.);	
	150/50	3,0	1800 (24 чел.)	
	45/15	1,0	2000 (26 чел.);	
	80/30	1,6	2500 (33 чел.)	
Пассажирский (жилые здания)	45/15	1,0	400 (5 чел.)	
	45/15 60/20	1,0 1,6	535 (7 чел.);	
			625 (8 чел.);	
			675 (9 чел.);	
			800 (10 чел.);	
			900 (11 чел.);	
1000 (13 чел.);				
1125 (15 чел.)				

4. Выбор типа тягового элемента.

В качестве тяговых элементов лифтов используют стальные канаты, полиуретановые ленты, армированные стальными канатами, а также пластинчатые цепи. Наибольшее распространение получили стальные канаты.

Канаты лифтов сообщают движение кабине и противовесу от лебедки с незначительными потерями ($\eta=0,97\dots0,99$) на канатопроводящем органе и/или отклоняющих блоках. При эксплуатации лифтовых канатов возникают растягивающие, изгибающие, скручивающие и сдвигающие нагрузки, поэтому в канате должна быть обеспечена большая площадь касания между проволоками отдельных слоев навивки. Поэтому в лифтах используют круглопрядные стальные канаты двойной свивки конструкции ЛК-О и ЛК-Р, реже – ЛК-З [1–3].

Формула конструкции канатов двойной свивки имеет вид произведения числа прядей на число проволок в пряди с расшифровкой структуры пряди и обозначением сердечника. В случае применения органического сердечника канат имеет обозначение «о.с.». Если применен металлический сердечник, то его конструкцию также расшифровывают.

В литературе часто приводят зарубежные обозначения наиболее распространенных канатов (прядей): ЛК-О – S (Seale, Сил) имеет конструкцию $1+n+n$; ЛК-Р – W (Warrington, Варрингтон), $1+n+n/n$; ЛК-РО – WS (Warrington-Seal, Варрингтон-Сил), $1+n+n/n+2n$; ЛК-З – Fi (Filler, Филлер), $1+n;n+2n$. Сердечник зарубежных канатов может иметь обозначения: FC (Fiber Core) – органический сердечник; NFC (Natural Fiber Core) – органический сердечник из натуральных материалов; SFS (Synthetic Fiber Core) – сердечник из синтетических материалов и т.д.

В последние два десятилетия ведущие мировые производители лифтов широко используют полиуретановые ленты, армированные стальными канатами, в качестве тяговых элементов [11, 12]. Тяговые характеристики этих лент производителями не раскрыты. Поэтому было проведено экспериментальное определение коэффициента трения f полиуретановой ленты о шкив [13], в результате которого было получено значение $f=0,245\dots0,265$.

В доступных литературных источниках также имеются сведения о применении в

лифтах других тяговых элементов, отличных по своей конструкции от традиционных круглопрядных стальных канатов, например: фасоннопрядные стальные канаты [2, 14], круглопрядные канаты из арамидных волокон [15], стальные плоские ленты [16] и др. К сожалению, информация, приводимая об этих несомненно перспективных тяговых элементах, носит разрозненный и преимущественно рекламный характер, а их конкретные технические и эксплуатационные характеристики практически отсутствуют. Поэтому в дальнейшем будут рассмотрены только традиционные круглопрядные стальные канаты и полиуретановые ленты.

В отечественной литературе [1, 8] для лифтов рекомендуют использовать 6-прядные канаты по ГОСТ 2688 конструкции 6x19 (1+6+6/6)+о.с. и ГОСТ 3077 конструкции 6x19 (1+9+9)+о.с. Анализируя конструкцию этих канатов с учетом имеющихся результатов исследований ВНИИПТМАШ [17], можно сделать вывод, что канаты по ГОСТ 2688 более гибкие и имеют большое количество проволок меньшего диаметра в наружном слое навивки, поэтому их целесообразно использовать в канатно-блочных системах со значительным числом перегибов каната. В свою очередь, канаты по ГОСТ 3077 более жесткие, но имеют большее разрывное усилие, поэтому их целесообразно использовать в канатно-блочных системах с незначительным числом перегибов каната. Имеющиеся сведения об эксплуатации лифтов в г. Калуга [18] позволяют также рекомендовать к использованию в механизме подъема лифта 8-прядные канаты по ГОСТ 3080 (не действует в настоящее время) конструкции 8x19 (1+9+9)+о.с. или их современные аналоги. Такие канаты были смонтированы на 37 лифтах города 70-х годов выпуска, и за весь срок их эксплуатации отказов тяговых канатов не возникало.

В [2] для лифтов приведены аналогичные сведения, а именно (здесь использовано обозначение стальных канатов по DIN 3051) следует использовать: 6-прядные канаты конструкции 6x19 (9/9/1) (аналог каната по ГОСТ 3077) и 6x19 (12/6+6F/1) (аналог кана-

та по ГОСТ 2688) и 8-прядные канаты конструкции 8x19 (9/9/1) (аналог каната по ГОСТ 3080). При этом даны следующие рекомендации: «Показатель усталостной прочности канатов 6x19 (9/9/1) иногда ниже, чем у 6x19 (12/6+6P/1) или 8x19 и поэтому из-за своей более жесткой конструкции они требуют применения канатопроводящих шкивов и блоков большего диаметра. Кроме того, рекомендуется применять 6x19 канаты (12/6+6F/1) с клиновыми профилем ручья канатопроводящего шкива, тогда как все остальные типы канатов рекомендуется применять при использовании канатопроводящих шкивов с полукруглым профилем ручья или полукруглым с подрезом. Канаты конструкции 6x19 (9/9/1) следует использовать преимущественно там, где требуются небольшой диаметр поперечного сечения».

При выборе типа тягового каната можно также использовать рекомендации, данные китайским производителем Hangzhou Metal (Ханчжоу Метал, Китай) [19] (табл. 2).

5. Расчет тяговых элементов.

Предварительный расчет тяговых элементов производят по величине минимальной разрушающей нагрузки, приходящейся на все тяговые элементы с учетом минимального коэффициента запаса прочности:

$$N_{min} = \left(\frac{Q + Q_K}{a} + Q_{TЭ} \right) g k_{min} \cdot 10^{-3},$$

где $Q_{TЭ}$ – масса тяговых элементов (в предварительных расчетах принимается равной нулю); $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; k_{min} – минимальный коэффициент запаса прочности; a – кратность полиспаста.

Минимальный коэффициент запаса прочности назначают согласно действующей нормативной документации. Например, по ГОСТ 53780-2010 (EN 81-1:1998) коэффициент запаса прочности стальных канатов должен быть не менее:

- 12 для лебедки с канатопроводящим шкивом или барабаном трения с тремя и более канатами;
- 16 для лебедки с канатопроводящим шкивом или барабаном трения с двумя канатами;
- 12 для барабанной лебедки.

Таблица 2

Рекомендации по выбору типа тягового каната Hangzhou Metal [19]

Конструкция каната		Область применения
класс и тип сердечника	конструкция	
6х19 органический сердечник	6х19S+SFC 6х19W+SFC 6х25Fi+SFC	канаты ограничителя скорости
	6х19S+NFC 6х19W+NFC 6х25Fi+NFC	тяговые канаты для малоэтажных, низкоскоростных лифтов
8х19 органический сердечник	8х19S+NFC 8х19W+NFC 8х25Fi+NFC	тяговые канаты для лифтов со скоростью ≤ 2 м/с, высота здания ≤ 60 м
8х19 стальной сердечник	8х19S+8х7+1х19W 8х19W+8х7+1х19W 8х25Fi+8х7+1х19W	тяговые канаты для лифтов со скоростью < 4 м/с, высота здания ≤ 100 м
8х19 смешанный сердечник	8х19S+8х7+FC 8х19W+8х7+FC 8х25Fi+8х7+FC 8х19S+5х7+FC	тяговые канаты для лифтов со скоростью < 4 м/с, высота здания ≤ 100 м
9х19 стальной сердечник	9х17S+9х7+1х19W 9х19S+9х7+1х19W 9х19W+9х7+1х19W 9х21Fi+9х7+1х19W 9х25Fi+9х7+1х19W	тяговые канаты для лифтов со скоростью ≥ 4 м/с, высота здания > 100 м
9х19 смешанный сердечник	9х17S+9х7+FC 9х19S+9х7+FC 9х19W+9х7+FC 9х21Fi+9х7+FC 9х25Fi+9х7+ FC	
6х36 органический сердечник	6х29Fi+FC 6х36WS+FC	компенсирующие канаты, канаты противовесов

Минимальная разрушающая нагрузка, приходящаяся на один тяговый элемент, составляет:

$$N_{min}^1 = N_{min}/n,$$

где n – число тяговых элементов.

С целью вариации параметров тяговых элементов целесообразно определять минимальную разрушающую нагрузку, приходя-

щую на один тяговый элемент, при их различном количестве, т.е., $n = 3, 4, 5$ и т.д.

По ближайшим большим значениям разрывного усилия $N^1 \geq N_{min}^1$, где N^1 – разрывное усилие выбранного тягового элемента, из каталогов выбирают технические параметры тяговых элементов. Рекомендуемый предел прочности (маркировочная группа) проволоки для лифтового стального каната

составляет 1570 (1568) МПа для проволок одинакового растяжения или сочетание 1370/1779 (1372/1764) МПа для проволок разного растяжения [2].

После этого уточняют фактическое значение коэффициента запаса прочности тяговых элементов k с учетом их массы:

$$k = \frac{N^1 n}{\left(\frac{Q+Q_K+Q_{TЭ}}{a}\right)g \cdot 10^{-3}} \geq k_{min},$$

где $Q_{TЭ} = q_{TЭ} \cdot Ln$ – масса тяговых элементов; $q_{TЭ}$ – погонная масса 1 м тягового элемента; $L = (H+2...4)$ – длина тяговых элементов от точки сбега с тягового органа до точки крепления на кабине.

Анализ имеющейся технической документации на лифты производства Otis и Schindler показал, что фактический коэффициент запаса для лифтов с полиуретановой лентой составляет 25...30. Столь высокое значение, вероятнее всего, может быть объяснено недостаточностью данных о надежности таких тяговых элементов.

Из [2] также известно, что в европейской практике для увеличения долговечности часто используют тяговые элементы на один-два типоразмера больше расчетного. Поэтому целесообразно рассмотреть возможность увеличения полученного типоразмера тягового элемента (например, диаметра тягового каната d_{TK}) на один-два типоразмера. Для этого введем обозначения a, ξ , где индекс $a = 1, 2, 4$ будет обозначать изменение кратности полиспаста, а индекс $\xi = 0, +1, +2$ увеличение диаметра на 1 или 2 типоразмера (при $\xi = 0$ диаметр тягового каната равен расчетному). То есть обозначение 2;+1 будет означать полиспаст кратностью 2 и диаметр тягового каната, увеличенный на 1 типоразмер по сравнению с расчетным.

Таким образом, при расчете тяговых канатов варьируемыми параметрами являются: тип, количество и диаметр тяговых канатов, а также кратность полиспаста. Полученное множество результатов целесообразно представить в виде сводной таблицы, например вида табл. 3.

Таблица 3

Пример сводной таблицы результатов расчета тяговых канатов

Параметры тяговых канатов		$n = 3$			$n = 4$...
Тип	a, ξ	$d_{TK}, \text{мм}$	$N^1, \text{кН}$	k	$d_{TK}, \text{мм}$	$N^1, \text{кН}$	k	...
6x19 (1+6+6/6)+о.с.	1;0							...
	1;+1							...

	4;+2							...
8x19 (1+9+9)+о.с.	1;0							...
	1;+1							...

	4;+2							...
...

Аналогичный подход к расчету может быть применим не только к канатам, но и к их альтернативе – армированным полиуретановым лентам.

Для стальных канатов имеет смысл также выполнить пересчет ранее назначенного минимального коэффициента запаса прочности, используя оценку минимальной величины коэффициента запаса в соответствии со стандартом EN 81-1:1998.

В соответствии с этим стандартом минимальный коэффициент запаса $k_{min;n;a;\xi}$ может быть определен по графику (рис. 1) в зависимости от соотношения диаметра тягового шкива к номинальному диаметру каната:

$$k_{min;n;a;\xi} = 10 \cdot \frac{\log \left[\frac{695,85 \cdot 10^6 \cdot N_{eq}}{\left(\frac{D_{n;a;\xi}}{d_{n;a;\xi}}\right)^{8,567}} \right]}{\log \left[77,09 \cdot \left(\frac{D_{n;a;\xi}}{d_{n;a;\xi}}\right)^{-2,894} \right]}$$

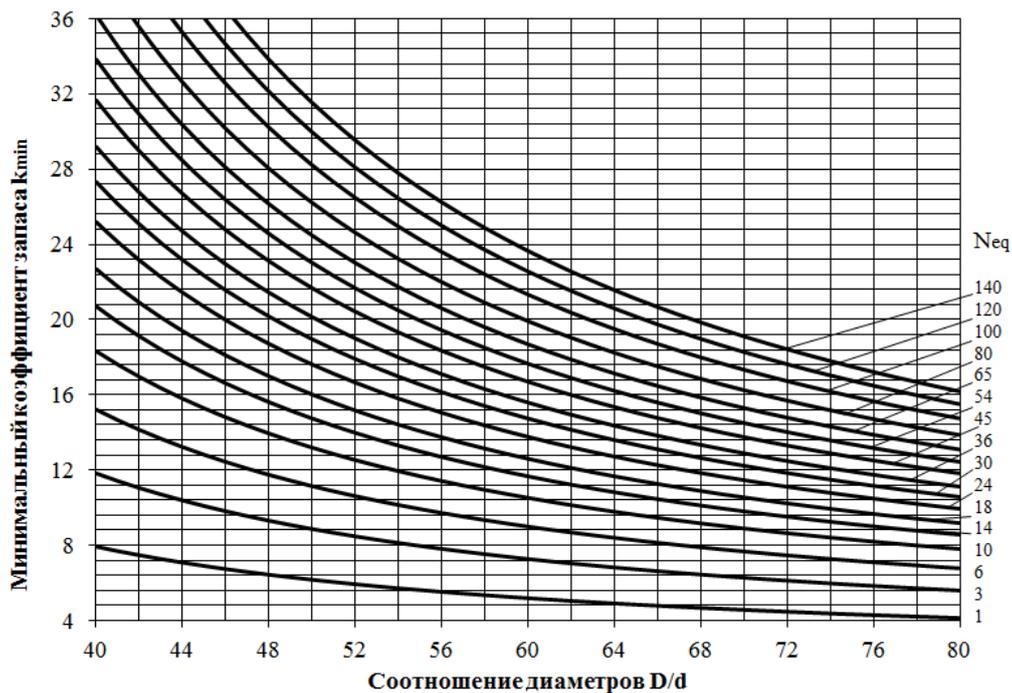


Рис. 1. Оценка минимальной величины коэффициента запаса

где N_{eq} – эквивалентное число блоков; $D_{n;a;\xi}$ – диаметр канатоведущего шкива; $d_{n;a;\xi}$ – номинальный диаметр каната.

Эквивалентное число блоков N_{eq} зависит от числа изгибов и уровня жесткости каждого изгиба и определяется по формуле:

$$N_{eq} = N_{eq1} + N_{eq2}.$$

Эквивалентное число тяговых шкивов N_{eq1} определяется по табл. 4. Эквивалентное число отводных блоков N_{eq2} составляет

$$N_{eq2} = \left(\frac{D_{n;a;\xi}}{D_p} \right)^4 \cdot (N_{2S} + 4N_{2R}),$$

где D_p – средний диаметр всех применяемых блоков; N_{2S} – число блоков с простыми изгибами; N_{2R} – число блоков с обратным изгибом [2].

Таблица 4

Эквивалентное число тяговых шкивов N_{eq1} [2]

V-ручьи (клиновые)	V-угол	-	35°	36°	38°	40°	42°	45°
	N_{eq1}	-	18,5	15,2	10,5	7,1	5,6	4,0
Ручьи с подрезом	Угол подреза	75°	80°	85°	90°	95°	100°	105°
	N_{eq1}	2,5	3,0	3,8	5,0	6,7	10,0	15,2

Получив значения минимального коэффициента запаса прочности тяговых канатов, необходимо провести с ними соответствующее сравнение значений фактического коэффициента запаса из табл. 3. Не удовлетворяющие условию $k \leq k_{\min;n;a;\xi}$ варианты необходимо исключить из дальнейшего рассмотрения.

4. Заключение

Рассмотренный расчет тяговых элементов является лишь небольшой частью процесса определения оптимальных параметров элементов механизма подъема лифта. При этом уже на данном этапе вводится вариативность, которая делает расчет достаточно трудозатратным для выполнения его вруч-

ную. Очевидно, что многовариантная методика расчета, позволяющая проанализировать множество различных сочетаний пара-

метров элементов механизма подъема лифта и выбрать оптимальные из них, невозможна без использования ЭВМ.

Список литературы

1. Лифты. М.: Изд-во АСВ, 1999. 480 с.
2. Яновски Л. Проектирование механического оборудования лифтов. М.: Изд-во АСВ, 2005. 336 с.
3. Лифты. М.: Машгиз, 1958. 567 с.
4. Анцев В.Ю., Сероштан В.И., Витчук П.В. Многовариантный подход к определению параметров канатно-блочной системы лифта // Известия ТулГУ. Технические науки. 2012. №10. С.71-78.
5. Анализ пассажиропотока. Шиндлер. [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://www.schindler.com/content/ua/internet/ru/vertikalnuytransport/equipment/traffic/traffic/_jcr_content/rightPar/downloadlist/downloadList/32_1430212081192.download.asset.32_1430212081192/analiz-pasagiropotoky-schindler.pdf (дата обращения: 25.04.2021).
6. Витчук П.В., Витчук Н.А., Рейхерт Н.Д. Выбор оптимальной массы кабины лифта // Подъемно-транспортное дело. 2018. №3-4. С. 13-15
7. Otis Elevator Company | Elevator products – RU – OTIS. Официальный сайт компании Otis. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.otis.com/ru/ru/products-services/products> (дата обращения 25.03.2021).
8. Лифты KONE. Официальный сайт компании KONE. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.kone.ru/new-buildings/elevators/> (дата обращения 25.03.2021).
9. Лифты и лифтовое оборудование ТК Elevator. Официальный сайт компании ThyssenKrupp. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://thyssenkrupp-elevator.ru/products/elevators/> (дата обращения 25.03.2021).
10. Лифты для всех типов помещений | Schindler Россия. Официальный сайт компании Schindler. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.schindler.com/ru/internet/ru/reshenij>

References

1. Lifts. Moscow, Publ ASV, 1999. 480 p. (In Russian)
2. Janovsky L. Mechanical elevator design. Moscow, Publ ASV, 2005. 336 p. (In Russian)
3. Lifts. Moscow, Mashgiz, 1958. 567 p. (In Russian)
4. Antsev V.Yu., Sroshtan V.I., Vitshuk P.V. *Mnogovariantnyy raschet parametrov kanatno-blochnoy sistemy lifta* [The multiply approach to determination elevator's cable-hoist system parameters]. *Izvestiya TulGY. Tekhnicheskkiye nauki*, 2012, No. 10, pp.71-78. (In Russian)
5. *Analiz passazhiropotoka. Shindler* (Analysis of passenger traffic. Schindler). Available at: https://www.schindler.com/content/ua/internet/ru/vertikalnuytransport/equipment/traffic/traffic/_jcr_content/rightPar/downloadlist/downloadList/32_1430212081192.download.asset.32_1430212081192/analiz-pasagiropotoky-schindler.pdf (In Russian)
6. Vitshuk P.V., Vitshuk N.A., Reykhert N.D. *Vybor optimalnoy massy kabiny lifta* [Choosing the optimal weight of the elevator car]. *Podyemno-transportnoye delo*, 2018, No. 3-4, pp. 13-15. (In Russian)
7. Otis Elevator Company | Elevator products – RU – OTIS, *Otis official website*. Available at: <https://www.otis.com/ru/ru/products-services/products>. (In Russian)
8. KONE elevators, *KONE official website*. Available at: <https://www.kone.ru/new-buildings/elevators/>
9. Elevators and elevator equipment TK Elevator, *ThyssenKrupp official website*. Available at: <https://thyssenkrupp-elevator.ru/products/elevators/> (In Russian)
10. Elevators for all types of premises | Schindler Russia, *Schindler official website*. Available at: <https://www.schindler.com/ru/internet/ru/reshenijapoperedvizheniju/produkty/lifty.html> (In Russian)
11. Otis Gen2 Elevator, *Otis official web-*

- a-po-peredvizheniju/produkty/lifty.html (дата обращения 25.03.2021).
11. Лифт Otis Gen2. Официальный сайт компании Otis. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://otis.com/site/ru/pages/Gen2Elevator.aspx> (дата обращения 25.03.2021).
12. Лифт Schindler 3300. Официальный сайт компании Schindler. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.schindler.com/ru/internet/ru/resheniya-po-peredvizheniju/produkty/lifty/schindler-3300.html> (дата обращения 25.03.2021).
13. Анцев В.Ю., Витчук П.В., Витчук Н.А., Рейхерт Н.Д. Экспериментальное исследование тяговых характеристик полиуретановой ленты // Известия ТулГУ. Технические науки. 2020. № 7. С. 73-79.
14. Малиновский В.А. Стальные канаты. Одесса: Астрапринт, 2001. 190 с.
15. Гейл Д. Поездка в Эбикон: арамидные канаты и Евролифт // Лифт. 2004. №2. С. 12-15.
16. Борохович А.И. Грузоподъемные установки с ленточным тяговым органом. М.: Машиностроение, 1980. 191с.
17. Исследование гамма-процентных ресурсов элементов крановых механизмов: Отчет / ВНИИПТМАШ. Рук. работы Спицина И.О. Инв. №626288. М., 1977. 110 с.
18. Витчук П.В., Сероштан В.И., Самосьев П.В. Диагностирование привода лифта // Известия ТулГУ. Технические науки. 2013. №7-1. С.184-194.
19. Каталог стальных канатов. Официальный сайт компании Hangzhou Metal. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.hangzhoumetal.ru/production/liftovo-e-napravlenie/catalog/10> (дата обращения 25.03.2021).
- † site. Available at: <http://otis.com/site/ru/pages/Gen2Elevator.aspx> (In Russian)
- † 12. Schindler 3300 Elevator, *Schindler official website*. Available at: <http://www.schindler.com/ru/internet/ru/resheniya-po-peredvizheniju/produkty/lifty/schindler-3300.html> (In Russian)
- † 13. Antsev V.Yu., Vitchuk P.V., Vitchuk N.A., Reykhert N.D. *Eksperimentalnoye issledovaniye tyagovykh kharakteristik poliuretanovoy lenty* [Experimental study of traction characteristics of polyurethane tape]. *Izvestiya TulGU. Tekhnicheskiye nauki*, 2020, No. 7, pp. 73-79. (In Russian)
- † 14. Malinovsky V.A. Steel ropes. Odessa, Astraprint, 2001. 190 p. (In Russian)
- † 15. Gail D. *Poyezdka v Ebikon: aramidnyye kanaty i Yevrolift* [Ebicon Trip: Aramid Ropes and Eurolift]. *Lift*, 2004, No. 2, pp. 12-15. (In Russian)
- † 16. Borokhovich A.I. Hoisting systems with belt pulling body. Moscow, Mashinostroenie, 1980. 191 p. (In Russian)
- † 17. Research of gamma-percentage resources of elements of crane mechanisms: report. In: VNIIPTMash. Work supervisor Spitsina I.O. Moscow, 1977, 110 p. (In Russian)
- † 18. Vitchuk P.V., Seroshtan V.I., Samosiev P.V. *Diagnostirovaniye privoda lifta* [Diagnostics of the elevator drive]. *Izvestiya TulGU. Tekhnicheskiye nauki*, 2013, No. 7-1, pp. 184-194. (In Russian)
- † 19. Steel rope catalog, *Hangzhou Metal official website*. Available at: <http://www.hangzhoumetal.ru/production/liftovo-e-napravlenie/catalog/10> (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗА
ПРИ ПЕРЕМЕЩЕНИИ ГРУЗОПОДЪЁМНОГО КРАНА ДЭК-251EXPERIMENTAL STUDIES OF LOAD VIBRATIONS WHEN MOVING
THE DEC-251 LOADING CRANEКорытов М.С.¹, Щербаков В.С.¹, Беляков В.Е.², Зубарь А.В.²
Korytov M.S.¹, Sherbakov V.S.¹, Belyakov V.E.², Zubar A.V.²¹ – Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)² – Военная академия материально-технического обеспечения имени генерала армии
А.В. Хрулёва Министерства обороны Российской Федерации (Омск, Россия)¹ – Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russia)² – Military Educational Institution of Logistics named after General of the Army
A.V. Khrulyov of the Ministry of Defence of the Russian Federation (Omsk, Russia)

Аннотация. Измерение параметров колебаний груза, перемещаемого самоходным грузоподъемным краном с гибким канатным подвесом при движении крана по неподготовленной строительной площадке с неровностями, является актуальной задачей, поскольку позволит применять полученные численные значения параметров колебаний, в частности, для повышения точности позиционирования грузов при их перемещении в целевую точку, что актуально при работе грузоподъемных кранов в стесненных условиях. Решение задачи более точного позиционирования позволяет перейти к созданию систем автоматического успокоения неуравновешенных колебаний груза. Производительность крана, у которого перемещаемый груз не совершает неуравновешенных колебаний, существенно повышается. Силовые нагрузки на элементы металлоконструкций крана в случае отсутствия раскачивания груза также существенно снижаются. В статье рассматривается один из способов определения углов отклонений точки груза и точки подвеса груза на стреле при перемещении самоходного крана ДЭК-251 по неровностям строительной площадки с применением проекционно-полиномиальной математической модели оптико-электронной системы. В качестве примера в статье приведён ряд графиков временных зависимостей изменения значений углов отклонений груза и точки подвеса груза при перемещении по неровностям площадки грузоподъемного крана с длиной стрелы 22 метра и углом наклона стрелы 48 градусов. Груз находился на высоте 4,8 метра, масса груза составляла 200 килограмм. Приведены временные графические зависимости колебаний груза и точки подвеса груза в продольной плоскости в виде углов отклонений от центра объектива с учётом микрорельефа. Данные позволяют рассчитать линейные координаты объектов в пространстве. Причем, результаты получены уже с учетом погрешностей камеры.

Ключевые слова: колебания груза, маятник, канат, грузоподъемный самоходный кран, точка подвеса груза.

Abstract. Measurement of the parameters of vibrations of the load moved by a self-propelled crane with a flexible rope suspension when the crane moves along an unprepared construction site with irregularities is an urgent task, since it will allow using the obtained numerical values of the vibration parameters to improve the accuracy of the crane's operation in terms of moving loads. Based on the solution of this problem, it is possible to create systems for automatic damping of cargo vibrations. This will reduce the time spent on performing a work step when moving a load. This also solves the problem of reducing the dynamic loads on the elements of the crane. The article discusses one of the methods for determining the angles of deviations of the point of the load and the point of suspension of the load on the boom when moving the DEK-251 mobile crane along the unevenness of the construction site using the projection-polynomial mathematical model of the optoelectronic system. As an example, the article presents a number of graphs of time dependences of changes in the values of the angles of deviations of the load and the point of suspension of the load when moving over the unevenness of the site of a crane with a boom length of 22 meters and an angle of inclination of the boom of 48 degrees. The cargo was at a height of 4.8 meters, the weight of the cargo was 200 kilograms. The graphical time dependences of the load fluctuations and the load suspension point in the longitudinal plane are given in the form of angles of deviations from the lens center, taking into account the microrelief. The data allows you to calculate the linear coordinates of objects in space. Moreover, the results were obtained taking into account the camera errors.

Keywords: fluctuations of the load, pendulum, rope, self-propelled hoisting crane, load suspension point.

Дата принятия к публикации: 28.05.2021
Дата публикации: 25.09.2021

Date of acceptance for publication: 28.05.2021
Date of publication: 25.09.2021

Сведения об авторах:

Корытов Михаил Сергеевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобили, конструкционные материалы и технологии» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», *e-mail: kms142@mail.ru*.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Щербаков Виталий Сергеевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», *e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org*.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Беляков Виталий Евгеньевич – старший преподаватель кафедры «Электрооборудование и автоматика» Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулёва Министерства обороны Российской Федерации, *e-mail: vitaliy_belyakov@mail.ru*.

ORCID: 0000-0002-0460-1546

Зубарь Алексей Владимирович – кандидат технических наук, доцент, докторант кафедры «Электрооборудование и автоматика» Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулёва Министерства обороны Российской Федерации, *e-mail: alexeyzubar@gmail.com*.

Authors' information:

Mikhail S. Korytov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Department of Automobiles, Construction Materials and Technologies at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), *e-mail: kms142@mail.ru*.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Vitaliy S. Sherbakov – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department of Automation of Production Processes and Electrical Engineering at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), *e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org*.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Vitaliy E. Belyakov – Senior Lecturer of Department of Electrical Equipment and Automatics at Military Educational Institution of Logistics named after General of the Army A.V. Khrulyov of the Ministry of Defense of the Russian Federation, *e-mail: vitaliy_belyakov@mail.ru*.

ORCID: 0000-0002-0460-1546

Aleksey V. Zubar – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Doctoral Student of Department of Electrical Equipment and Automation at Military Educational Institution of Logistics named after General of the Army A.V. Khrulyov of the Ministry of Defense of the Russian Federation, *e-mail: alexeyzubar@gmail.com*.

1. Введение

Тенденции развития грузоподъемных кранов неразрывно связаны с тем объемом требований, которые выдвигаются к отрасли подъемно-транспортного оборудования всеми прочими отраслями производства и строительства.

Требования к массам перемещаемых грузов достаточно высоки. Для пролетных конструкций грузоподъемных кранов характерно увеличение длины пролета [2]. Для стреловых кранов – увеличивается вылет стрелы [4], что, в свою очередь, вызывает увеличение допустимой высоты, на которую может быть осуществлен подъём груза [5]. Для мобильных кранов характерно увеличение подвижности [6]. В результате одновременного действия всех указанных тенденций, постепенно область эффективного использования грузоподъемных кранов расширяется.

Среди грузоподъемных кранов можно выделить гусеничные самоходные краны,

которые обладают большой универсальностью, способны при необходимости перемещаться вместе с грузом, могут использоваться не только для погрузочно-разгрузочных работ, но и при монтаже, в том числе в строительстве [6].

Подготовка строительной площадки для работы таких кранов должна быть минимальной или не требуется вообще. Среди других преимуществ – возможность применения сменных стрел различной геометрической формы, как прямых, так и изогнутых. Длина стрелы у монтажных кранов на гусеничном ходу может достигать 60-100 м [7].

Для всех типов грузоподъемных кранов с нежестким подвесом груза (на грузовом канате) актуальной является проблема обвода грузом возможных препятствий, встречающихся на пути перемещения [8]. В последнем случае траектория перемещения груза в пространстве будет непрямолинейной. В равной мере это справедливо и для поворот-

ных стреловых кранов даже при отсутствии препятствий в рабочей области.

Рабочий цикл перемещения груза грузоподъемным краном любого типа, совершенно очевидно, требует разгона груза с ускорением из начального положения равновесия, и торможения груза также с ускорением при достижении конечного (целевого) положения. Любые горизонтальные ускорения груза, находящегося на гибком подвесе маятникового типа, вызывают раскачивание груза и грузового каната относительно гравитационной вертикали [8].

Математически подобная динамическая система упрощенно может быть описана как маятник с подвижной точкой подвеса. Для гусеничного крана последняя точка располагается на оголовке стрелы [7].

Колебания груза в пространстве могут быть разложены по двум вертикально расположенным плоскостям, одна из которых совпадает с направлением продольного движения гусеничного шасси, другая перпендикулярна ему [9, 10]. Маятниковые колебания груза в отдельных плоскостях характеризуются частотой или периодом колебаний и амплитудой, и определяются такими параметрами системы «точка подвеса – груз», как коэффициент демпфирования по углу поворота грузового каната, длины грузового каната от точки подвеса до груза, масса груза, и, наконец, ускорение точки подвеса в горизонтальном направлении [8].

В связи со всем изложенным, экспериментальное измерение параметров колебаний транспортируемого груза, основными из которых являются линейные и связанные с ними угловые координаты, является актуальной, но достаточно сложной для практического решения задачей. Одним из перспективных методов ее решения является использование цифровой фото-видеотехники, позволяющее получить характеристики динамических процессов перемещения груза и подвижных звеньев крана.

2. Постановка задачи

Необходимо с применением цифровой фото-видеокамеры произвести видеосъемку

и на основе ее обработки – последующие измерения координат подвижных точек крана ДЭК-251 (груза и оголовка стрелы) в процессе прямолинейного движения базового шасси по неровностям микрорельефа строительной площадки. При этом необходимо учесть погрешности, создаваемые цифровой фото-видеокамерой.

3. Методика определения координат с учетом погрешности цифровой фото-видеокамеры

В качестве основного средства измерения угловых координат подвижных точек крана была использована цифровая фото-видеокамера Panasonic HC-V130 с последующей покадровой разверткой процесса раскачивания груза. При подборе средства измерения обязательным являлось выполнение условия, чтобы разрешения кадра и видеоизображения были одинаковы.

Применение объективов любой фото-видеокамеры неминуемо связано с сильными радиальными искажениями обрабатываемого цифрового изображения. Для устранения влияния этих искажений возможно осуществление программной попиксельной переработки (пост-обработки) изображения при помощи ЭВМ. Это связано с достаточно значительными вычислительными затратами. Вторым вариантом решения данной проблемы является учет величин этих искажений непосредственно при описании математической связи между объектом и его изображением. В этом случае точность данного описания будет определяться степенью адекватности применяемой математической модели дисторсии, т.е. степенью ее соответствия техническим характеристикам конкретно взятого объектива. Так, например, компенсация дисторсионных искажений может проводиться на основе выражений Брауна [11]. Однако в реальности объектив может быть изготовлен таким образом, что точное описание вносимых им искажений с помощью известных моделей дисторсии будет являться проблемным. Ситуацию усугубляет применение объектива в совокупности с дополнительными оптическими элементами, которые в любом случае влияют на геометрию обраба-

тываемого изображения, а параметры данного влияния далеко не всегда могут быть известны и учтены в полном объёме.

Сама фото-видеокамера может быть изготовлена с погрешностями, установлена не точно и иметь произвольные и неизвестные углы наклона к плоскости изображения, а также смещение относительно оптической оси объектива. Кроме этого, погрешности могут возникать и в процессе эксплуатации при старении и износе основных элементов оптико-электронной части фото-видеокамеры. В этом случае паспортные технические параметры необходимо рассматривать как величины, известные только с определённой степенью погрешности.

В целом, указанные проблемные вопросы на сегодня решаются достаточно успешно с помощью специальных операций внутренней калибровки цифровых видеокамер. В настоящее время известно и применяется достаточно большое количество методик калибровки как в нашей стране, так и за рубежом. Однако результаты данных методик далеко не всегда имеют необходимый уровень точности и полноту.

В тех случаях, когда известны только основные паспортные данные оптико-электронных систем и нет точной информации об их достоверности, оптимально применять проекционно-полиномиальную математическую модель оптико-электронных систем [11].

Сущность данной модели заключается в применении полиномов $f(n_j^P)$ и $f(m_j^P)$:

$$f(n_j^P) = c_0 + c_1(n_j^P) + c_2(n_j^P)^2 + \dots + c_{q-1}(n_j^P)^{q-1} + c_q(n_j^P)^q = \alpha_j^P; \quad (1)$$

$$f(m_j^P) = d_0 + d_1(m_j^P) + d_2(m_j^P)^2 + \dots + d_{q-1}(m_j^P)^{q-1} + d_q(m_j^P)^q = \beta_j^P, \quad (2)$$

где $n_j^P = n_j^P - 0,5N_j$, $m_j^P = m_j^P - 0,5N_j$ – приведённые пиксельные координаты изображения объекта P в кадре оптико-электронной системы j -ой фотокамеры; α_j^P , β_j^P – углы в горизонтальной и вертикальной плоскостях на объект P относительно оптиче-

ской оси оптико-электронной системы j -й фотокамеры; $c_0, c_1, c_2, \dots, c_q$ и $d_0, d_1, d_2, \dots, d_q$ – полиномиальные коэффициенты прямого преобразования функций $f(n_j^P)$ и $f(m_j^P)$ соответственно.

Коэффициенты полиномов (1), (2) c_q и d_q вычисляются на основании сопоставления действительного значения угла на тест-объект (круг), снятый с углоизмерительной площадки, на которой крепится камера, с расчётным значением угла, полученным на основании значений вектора A_j^P для изображений этого же тест-объекта. Таким образом, разница между снятыми с определённой дискретностью в вертикальной и горизонтальной плоскостях показаниями и соответствующими им расчётными значениями будут представлять собой набор поправок для конкретной оптико-электронной системы.

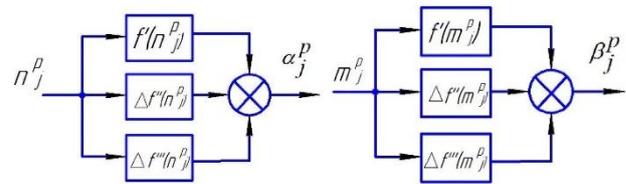


Рис. 1. Блок-схемы последовательностей вычисления конечных значений коэффициентов полиномов $f(n_j^P)$ и $f(m_j^P)$

Полиномы $f(n_j^P)$ и $f(m_j^P)$ выражают математическую зависимость значения угла на объект непосредственно от приведённых пиксельных плоских координат изображения этого объекта в кадре (рис. 1).

Для определения погрешности измерения углов оптико-электронной системой «Panasonic HC-V130», проведен активный эксперимент с применением электронного тахеометра «Spectra Precision Focus». Фото-видеокамера жестко закреплена на электронном тахеометре (рис. 2, а). На расстоянии десяти метров установлена геометрическая фигура (рис. 2, б). Поворачивая камеру сначала слева направо, а затем сверху вниз,

производилась фотофиксация геометрической фигуры (рис. 3, б) с регистрацией углов на электронном дисплее (рис. 2, в).

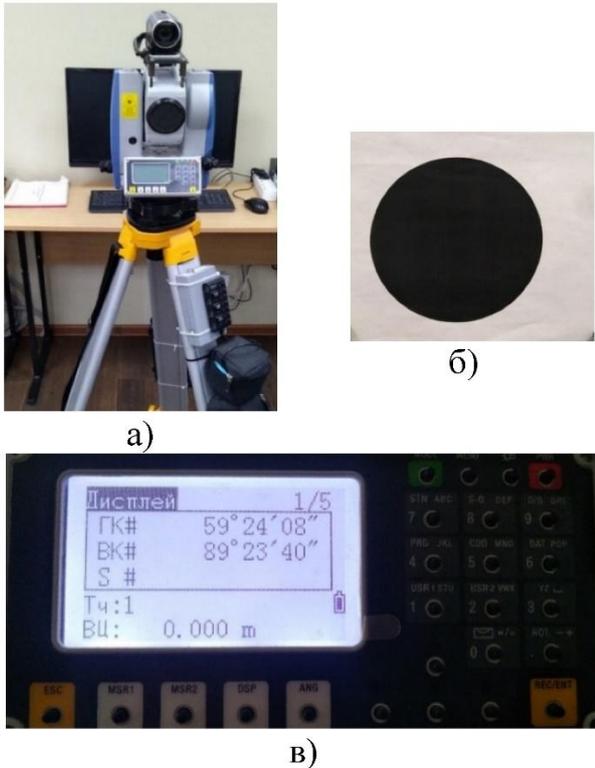


Рис. 2. Экспериментальная установка для определения погрешности углов цифровой камеры: а) камера на углоизмерительной площадке; б) геометрическая фигура (круг), используемая для распознавания центра объекта программой; в) показания углов на тахеометре

Для определения погрешности измерения углов оптико-электронной системой «Panasonic HC-V130», проведен активный эксперимент с применением электронного тахеометра «Spectra Precision Focus». Фото-видеокамера жестко закреплена на электронном тахеометре (рис. 2, а). На расстоянии десяти метров установлена геометрическая фигура (рис. 2, б). Поворачивая камеру сначала слева направо, а затем сверху вниз, производилась фотофиксация геометрической фигуры (рис. 3, б) с регистрацией углов на электронном дисплее (рис. 2, в).

В программном продукте LabVIEW разработана «Программа измерения угловых отклонений» (рис. 3, а). В рабочее окно программы загружается поочередно фото каждого изме-

ренного угла, и она автоматически определяет горизонтальные m и вертикальные n пиксели (рис. 3 б, в) каждой фотографии.

Практические эксперименты показали, что при описании функциональных зависимостей $f(n_j^P)$ и $f(m_j^P)$ с субпиксельной точностью с помощью полиномов шестого порядка, необходимо применение нескольких этапов вычисления коэффициентов $c'_0, c'_1, c'_2, \dots, c'_q$ и $d'_0, d'_1, d'_2, \dots, d'_q$. Каждый этап вычислений рассчитывается по погрешности измерений, не устранённой предыдущим этапом. Таким образом, погрешность оптико-электронной системы «Panasonic HC-V130» определялась по горизонтали и по вертикали приведенными ниже выражениями (3) и (4):

$$f(n_j^P) = f'(n_j^P) + \Delta f''(n_j^P) + \Delta f'''(n_j^P), \quad (3)$$

где

$$f'(n_j^P) = -1 \cdot 10^{-18} n^6 + 4 \cdot 10^{-16} n^5 + 1 \cdot 10^{-12} n^4 - 3 \cdot 10^{-9} n^3 - 5 \cdot 10^{-7} n^2 + 0,0312n - 0,1414;$$

$$\Delta f''(n_j^P) = 1 \cdot 10^{-18} n^6 - 7 \cdot 10^{-17} n^5 - 1 \cdot 10^{-12} n^4 + 8 \cdot 10^{-11} n^3 + 8 \cdot 10^{-7} n^2 - 5 \cdot 10^{-5} n - 0,0494;$$

$$\Delta f'''(n_j^P) = 9 \cdot 10^{-19} n^6 - 1 \cdot 10^{-16} n^5 - 1 \cdot 10^{-12} n^4 + 9 \cdot 10^{-11} n^3 + 5 \cdot 10^{-7} n^2 - 2 \cdot 10^{-5} n - 0,0418.$$

$$f(m_j^P) = f'(m_j^P) + \Delta f''(m_j^P) + \Delta f'''(m_j^P), \quad (4)$$

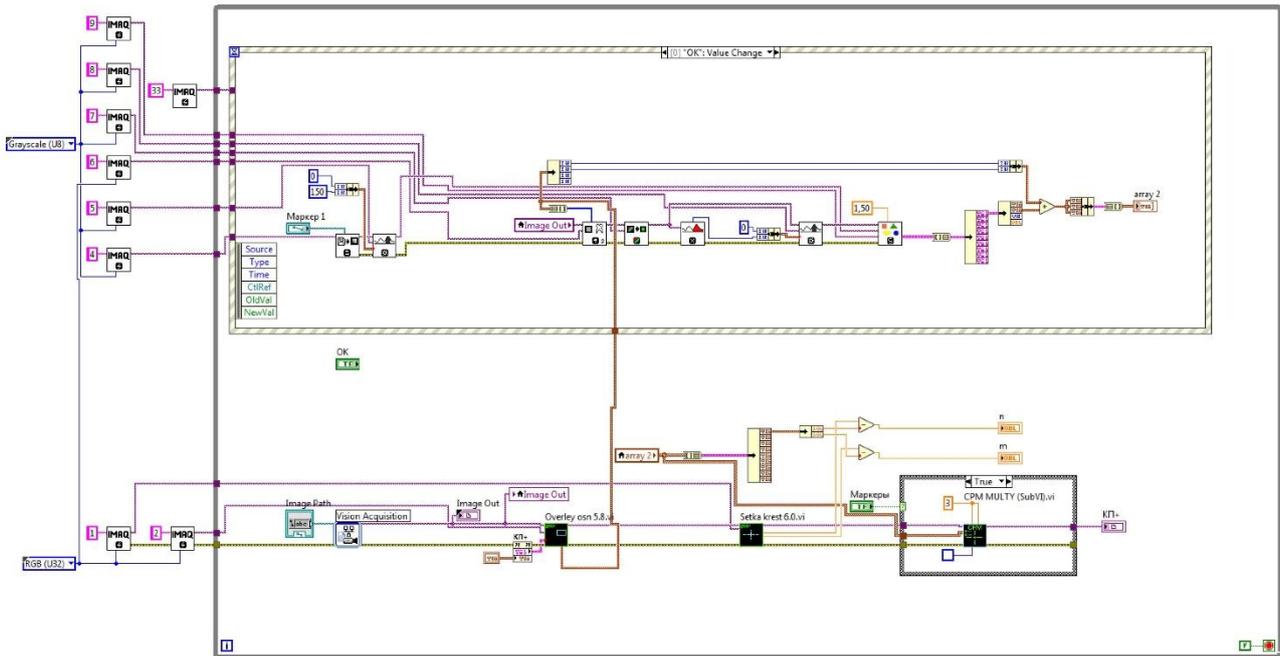
где

$$f'(m_j^P) = 2 \cdot 10^{-17} m^6 - 4 \cdot 10^{-14} m^5 - 4 \cdot 10^{-12} m^4 + 8 \cdot 10^{-9} m^3 + 1 \cdot 10^{-6} m^2 + 0,0306m - 0,9749;$$

$$\Delta f''(m_j^P) = -5 \cdot 10^{-18} m^6 + 9 \cdot 10^{-17} m^5 + 9 \cdot 10^{-14} m^4 - 3 \cdot 10^{-10} m^3 + 8 \cdot 10^{-8} m^2 - 4 \cdot 10^{-5} m + 2 \cdot 10^{-5};$$

$$\Delta f'''(m_j^P) = -1 \cdot 10^{-16} m^6 + 7 \cdot 10^{-15} m^5 + 5 \cdot 10^{-11} m^4 - 1 \cdot 10^{-9} m^3 - 6 \cdot 10^{-6} m^2 + 4 \cdot 10^{-5} m + 0,2005.$$

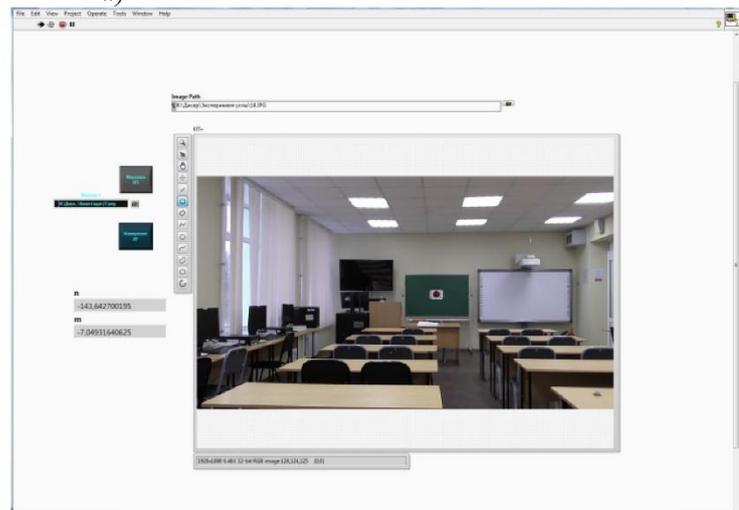
Точность применяемой оптико-электронной системы по горизонтали составила $\alpha = 0,16 \pm 0,024$ град (рис. 4). Точность применяемой оптико-электронной системы по вертикали составила $\beta = 0,14 \pm 0,046$ град (рис. 5).



а)



б)



в)

Рис. 3. Пример применения программного продукта LabVIEW для измерения угловых отклонений точки объекта: а) блок-схема вычислений, реализованная в LabVIEW; б) изображение для определения погрешностей камеры; в) рабочее окно программного продукта

4. Результаты натурального эксперимента

Экспериментальные исследования на гусеничном кране ДЭК-251 проводились путем измерения угловых координат ряда точек по данным цифровой видеосъемки. Это точка на оголовке стрелы и точка на грузе. Координаты точки на оголовке стрелы могут счи-

таться входными параметрами, а координаты точки на грузе – выходными параметрами исследуемой маятниковой системы.

Выполнялось включение электродвигателя механизма перемещения гусеничного шасси дизель-электрического крана.

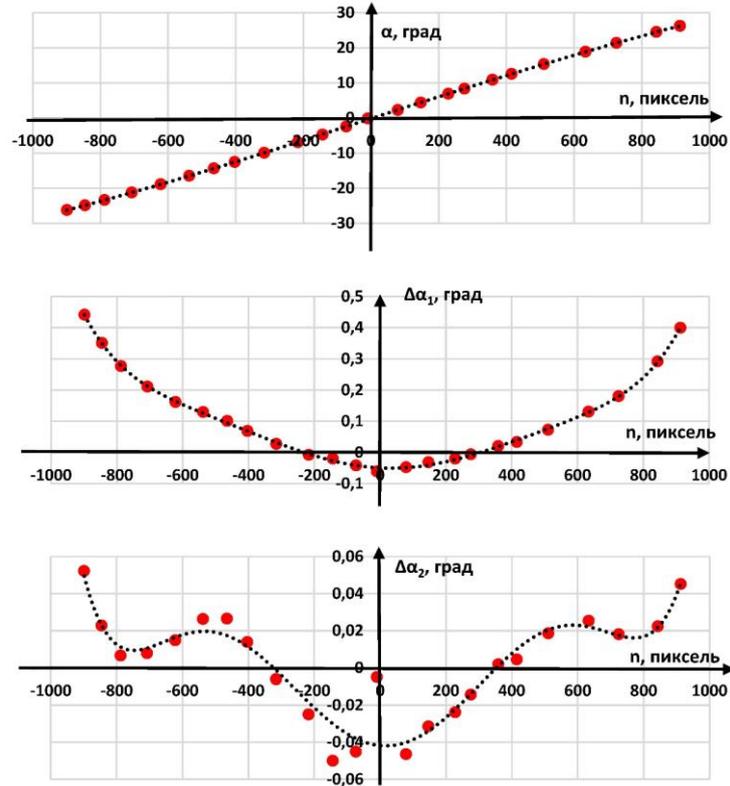


Рис. 4. Определение погрешности камеры между координатами объекта на цифровом изображении и углом α в горизонтальной плоскости относительно оптической оси камеры

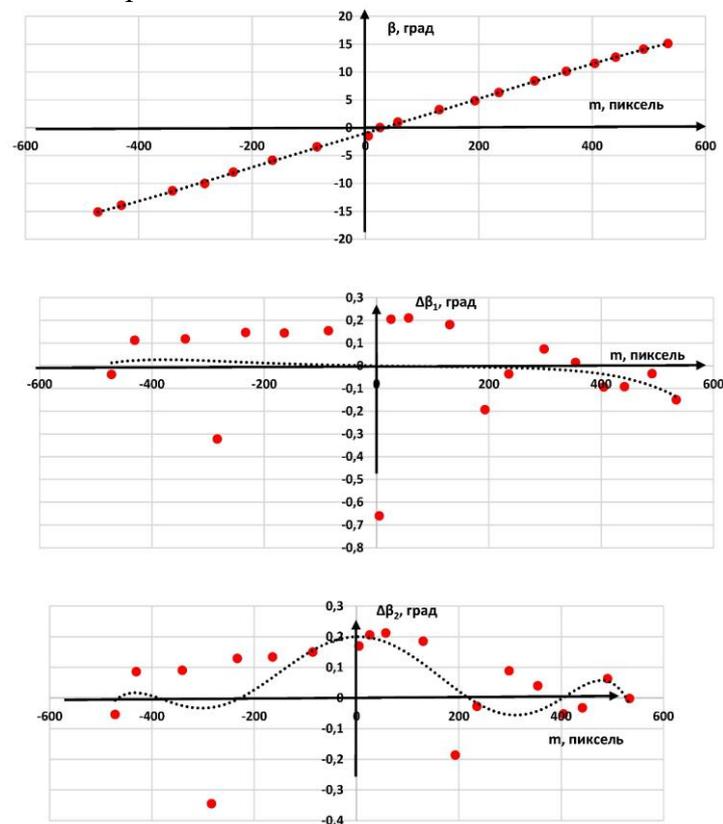


Рис. 5. Определение погрешности камеры между координатами объекта на цифровом изображении и углом β в вертикальной плоскости относительно оптической оси камеры

На горизонтальной площадке объективом вверх была установлена фото-видеокамера (рис. 6), таким образом, чтобы точка перемещения груза перемещалась с одной стороны объектива опико-электронной системы до противоположной стороны объектива опико-электронной системы при движении крана (рис. 7). Метка на грузе в процессе перемещений оставалась все время в пределах объектива.

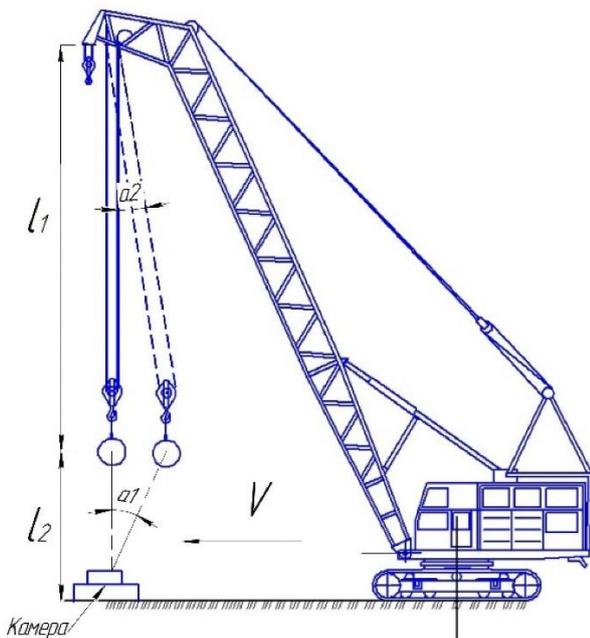
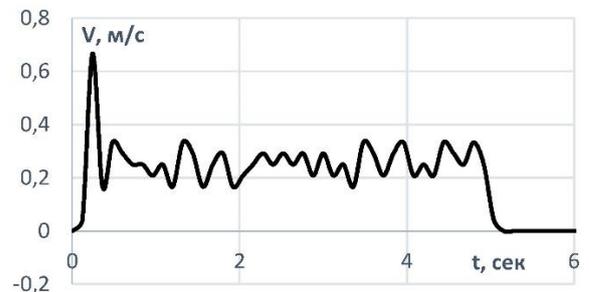


Рис. 6. Схема продольных углов отклонений груза, возникающих при перемещении грузоподъемного крана

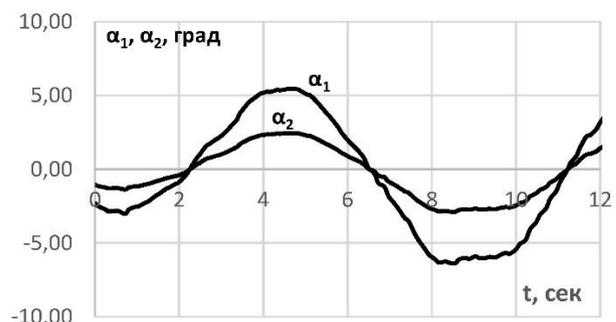


Рис. 7. Изображение в объективе камеры при проведении экспериментальных исследований по определению углов раскачивания груза при перемещении крана ДЭК-251 (пример)

Обработка всех экспериментальных данных, согласно изложенной выше методике, осуществлялась после окончания натурального эксперимента.



а)



б)

Рис. 8. Временные зависимости скорости шасси, углов отклонения груза, полученные экспериментально: а) линейная скорость передвижения шасси крана; б) продольные углы колебаний груза и точки подвеса

Интервал дискретизации времени Δt при кадровой обработке видеозаписи принимался равным 0,12 с.

Координаты точек оголовка стрелы и метки на грузе измерялись сначала в пикселях, сохранялись в виде простого текстового файла, затем импортировались в программу для работы с таблицами MS Excel, где преобразовывались в табличный вид.

MS Excel использовался также для математической обработки результатов и построения графиков. Полученные в качестве примера результаты эксперимента представлены на рис. 8.

5. Заключение

В результате проведенных экспериментальных исследований получены графики колебаний груза и грузового каната в про-

дольной плоскости в виде углов отклонений от центра объектива. Данные графики, при известном линейном расстоянии от объектива камеры (когда объект располагается по центру объектива, т.е. углы нулевые), позволяют рассчитать линейные координаты объектов, т.е. точки подвеса грузового каната и точки груза. Причем, результаты в угловом выражении получены уже с учетом погрешностей камеры. На основе приведенных и других аналогичных им результатов, может

быть выполнена проверка адекватности математической модели крана, уточнение значений параметров модели, оценка эффективности предлагаемых решений и т.д.

Результаты исследований могут представлять интерес для всех исследователей, использующих цифровую фото- и видеоаппаратуру для проведения натурных экспериментов на движущихся образцах техники, в частности, строительных, дорожных и подъемно-транспортных машинах.

Список литературы

1. Ji Y., Leite F. Automated tower crane planning: leveraging 4-dimensional BIM and rule-based checking // *Automation in construction*. 2018. Vol. 9. Pp. 78-90. DOI: 10.1016/j.autcon.2018.05.003
2. Pal U., Mukhopadhyay G., Sharma A., Bhattacharya S. Failure analysis of wire rope of ladle crane in steel making shop // *International journal of fatigue*. 2018. Vol. 116. Pp. 149-155. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2018.06.019
3. Mori Y., Tagawa Y. Vibration controller for overhead cranes considering limited horizontal acceleration // *Control engineering practice*. 2018. Vol. 81. Pp. 256-263. DOI: 10.1016/j.conengprac.2018.09.009
4. Zhang Z., Wu Y., Huang J. Differential-flatness-based finite-time anti-swing control of underactuated crane systems // *Nonlinear Dynamics*. 2017. Vol. 87. No. 3. Pp. 1749-1761. DOI: 10.1007/s11071-016-3149-7
5. La V.D., Nguyen K.T. Combination of input shaping and radial spring-damper to reduce tridirectional vibration of crane payload // *Mechanical systems and signal processing*. 2019. Vol. 116. Pp. 310-321. DOI: 10.1016/j.ymsp.2018.06.056
6. Le A.T., Lee S.G. Modeling and advanced sliding mode controls of crawler cranes considering wire rope elasticity and complicated operations // *Mechanical systems and signal processing*. 2018. Vol. 103. Pp. 250-263. DOI: 10.1016/j.ymsp.2017.09.045
7. Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Titenko V. V., Belyakov V. E. Studying the effect of the length of equalizing ropes and the corner of the platform on the stability of the crawler crane in the mode of movement with

References

1. Ji Y., Leite F. Automated tower crane planning: leveraging 4-dimensional BIM and rule-based checking. *Automation in construction*, 2018, Vol. 9, pp. 78-90. DOI: 10.1016/j.autcon.2018.05.003
2. Pal U., Mukhopadhyay G., Sharma A., Bhattacharya S. Failure analysis of wire rope of ladle crane in steel making shop. *International journal of fatigue*, 2018, Vol. 116, pp. 149-155. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2018.06.019
3. Mori Y., Tagawa Y. Vibration controller for overhead cranes considering limited horizontal acceleration. *Control engineering practice*, 2018, Vol. 81, pp. 256-263. DOI: 10.1016/j.conengprac.2018.09.009
4. Zhang Z., Wu Y., Huang J. Differential-flatness-based finite-time anti-swing control of underactuated crane systems. *Nonlinear Dynamics*, 2017, Vol. 87, No. 3, pp. 1749-1761. DOI: 10.1007/s11071-016-3149-7
5. La V.D., Nguyen K.T. Combination of input shaping and radial spring-damper to reduce tridirectional vibration of crane payload. *Mechanical systems and signal processing*, 2019, Vol. 116, pp. 310-321. DOI: 10.1016/j.ymsp.2018.06.056
6. Le A.T., Lee S.G. Modeling and advanced sliding mode controls of crawler cranes considering wire rope elasticity and complicated operations. *Mechanical systems and signal processing*, 2018, Vol. 103, pp. 250-263. DOI: 10.1016/j.ymsp.2017.09.045
7. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Belyakov V.E. Studying the effect of the length of equalizing ropes and the corner of the platform on the stability of the crawler crane in the mode of movement with

the cargo // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1546(1). Pp. 012135. DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/012135

8. Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Titenko V. V., Belyakov V. E. Spherical pendulum model with a moving suspension point in the problem of spatial load movement by a hoisting crane with oscillation limiting // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1441. No. 1. Pp. 012102. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012102

9. Matsunaga M., Nakamoto M., Yamamoto T. A sound-based measurement of sway angle for anti-sway control of overhead crane // *Journal of robotics networking and artificial life*. 2018. Vol. 4 No. 4. Pp. 322–325. DOI: 10.2991/jrnal.2018.4.4.14

10. Sun N., Wu Y., Chen H., Fang Y. Antiswing cargo transportation of underactuated tower crane systems by a non-linear controller embedded with an integral term // *IEEE transactions on automation science and engineering*. 2019. Vol. 16. No. 3. Pp. 1387–1398. DOI: 10.1109/TASE.2018.2889434

11. Зубарь А.В. Автоматизация процессов настройки параметров систем управления огнём образцов бронетанкового вооружения. Омск: ОАБИИ, 2020. 174 с.

the cargo. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, Vol. 1546, No. 1, pp. 012135. DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/012135

8. Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Titenko V. V., Belyakov V. E. Spherical pendulum model with a moving suspension point in the problem of spatial load movement by a hoisting crane with oscillation limiting // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1441. No. 1. Pp. 012102. doi: 10.1088/1742-6596/1441/1/012102

9. Matsunaga M., Nakamoto M., Yamamoto T. A sound-based measurement of sway angle for anti-sway control of overhead crane. *Journal of robotics networking and artificial life*, 2018, Vol. 4, No. 4, pp. 322–325. DOI: 10.2991/jrnal.2018.4.4.14

10. Sun N., Wu Y., Chen H., Fang Y. Antiswing cargo transportation of underactuated tower crane systems by a non-linear controller embedded with an integral term. *IEEE transactions on automation science and engineering*, 2019, Vol. 16, No. 3, pp. 1387–1398. DOI: 10.1109/TASE.2018.2889434

11. Zubary A.V. *Avtomatizatsiya protsessov nastroyki parametrov sistem upravleniya ognym obraztsov bronetankovogo vooruzheniya* [Automation of processes for setting parameters of fire control systems for armored weapons]. Omsk, OABII, 2020. 174 p.

УДК (UDC) 621.643

**ВЕРОЯТНОСТНАЯ ОЦЕНКА НАРУШЕНИЯ ГЕРМЕТИЧНОСТИ
СОСУДОВ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ РИСК-АНАЛИЗА
ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ НА ОПАСНЫХ
ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ОБЪЕКТАХ****PROBABILITY ASSESSMENT OF TIGHTNESS LOSS PRESSURE
VESSELS DURING RISK ANALYSIS TECHNICAL DEVICES FOR
HAZARDOUS PRODUCTION FACILITIES**Лагереv А.В.
Lagerev A.V.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Толстостенные сосуды высокого давления являются достаточно распространенным видом технического устройства в составе технологического оборудования, эксплуатирующегося на различных опасных производственных объектах. Показатели надежности сосудов давления и их изменение в процессе эксплуатации во многом определяют показатели безотказной работы технологического оборудования в целом, а потенциально возможные отказы сосудов давления подлежат рассмотрению при проведении риск-анализа эксплуатирующегося оборудования. В статье рассматриваются вероятностно-статистические подходы к решению задачи прогнозирования ресурса сосудов давления при усталостном разрушении горловины на этапах проектирования и эксплуатации. Применительно к этапу проектирования представлены методика моделирования процессов зарождения и развития трещины многоциклового усталости, а также методика определения вида закона и количественных показателей распределения ресурса сосуда давления по условию нарушения его герметичности. Применительно к этапу эксплуатации представлены методика прогнозирования дальнейшего роста диагностированной усталостной трещины, а также методика определения вида закона и количественных показателей распределения остаточного ресурса сосуда давления по условию нарушения его герметичности.

Ключевые слова: сосуд давления, герметичность, надежность, риск-анализ, усталостная трещина.

Дата принятия к публикации: 05.08.2021
Дата публикации: 25.09.2021

Сведения об авторах:

Лагереv Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и при-

Abstract. Thick-walled high-pressure vessels are a fairly common type of technical device as part of technological equipment operated at various hazardous production facilities. Reliability indicators of pressure vessels and their change during operation largely determine the indicators of failure-free operation of technological equipment as a whole, and potential failures of pressure vessels are subject to consideration when conducting a risk analysis of the operating equipment. The article discusses probabilistic and statistical approaches to solving the problem of predicting the resource of pressure vessels with fatigue failure of the neck at the design and operation stages. For the design stage, a technique is presented for modeling the processes of nucleation and development of a high-cycle fatigue crack, as well as a technique for determining the type of law and quantitative indicators of the distribution of the resource of a pressure vessel by the condition of loss tightness. For the operation stage, a method is presented for predicting the further growth of a diagnosed fatigue crack, as well as a method for determining the type of law and quantitative indicators of the distribution of the residual life of a pressure vessel by the condition of loss tightness.

Keywords: high-pressure vessel, tightness, reliability, risk analysis, fatigue crack.

Date of acceptance for publication: 05.08.2021
Date of publication: 25.09.2021

Authors' information:

Alexander V. Lagerev – Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research, Academician I.G.

кладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: bsu-avl@yandex.ru.
ORCID: 0000-0003-0380-5456

† Petrovskii Bryansk State University,
† e-mail: bsu-avl@yandex.ru.
† ORCID: 0000-0003-0380-5456
†

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8

Acknowledgements

The study was supported by Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

1. Введение

Толстостенные сосуды в составе технических устройств, в которых во время эксплуатации находятся жидкие или газообразные технологические среды под высоким давлением, нашли широкое применение в различных современных технологических процессах в машиностроительных, химических, нефтехимических, пищевых и других производствах. В их числе можно выделить такие технические устройства, как гидромашины и гидроаккумуляторы гидросистем подъемно-транспортного, строительного, дорожного, станочного и другого оборудования [1, 2], котельные барабаны и корпуса реакторов и другого парогенерирующего оборудования тепловых и атомных электростанций [3, 4], ресиверы, химические реакторы и др. [5].

Наличие в составе технологического оборудования производственных объектов сосудов высокого давления, избыточное давление в которых превышает нормативное значение и в которых находятся агрессивные и химически опасные среды согласно нормативной документации Ростехнадзора [6], является основанием для отнесения таких объектов к опасным производственным объектам. Нарушение герметичности поднадзорных сосудов давления вследствие разрушения их стенок в зонах горловин или технологических отверстий, вызванных образованием и развитием трещин хрупкого или усталостного разрушения, может вызывать техногенные инциденты и аварии с серьезными технико-экономическими, экологическими и социальными последствиями из-за химического загрязнения окружающей среды или взрывного воздействия [7].

Фактический ресурс толстостенных сосудов давления оказывает существенное влияние на показатели его надежности [3, 8]. Несмотря на то, что надежности этих устройств при проектировании, изготовлении, эксплуатации и техническом обслуживании уделяется большое внимание, в них зачастую возникают и развиваются повреждения, обуславливающие необходимость внеплановых и длительных остановов оборудования. Как показывает опыт эксплуатации, одной из причин критических отказов толстостенных сосудов давления, определяющих их фактический ресурс, является усталостное разрушение металла в зонах концентрации напряжений - вблизи трубных отверстий, лазов, вводов контрольно-измерительной аппаратуры, а также в горловинах, фланцах и отбортовках корпусов [1, 2, 4]. Поэтому прогнозирование долговечности и безотказности сосудов давления как на стадии их проектирования, так на стадии эксплуатации является актуальной научно-технической задачей современного этапа развития отечественного машиностроения и энергетики [9]. Особое значение успешное решение указанной задачи имеет для интенсивно развивающегося в настоящее время такого направления теории надежности машин, как риск-анализ технических устройств, работающих в составе опасных производственных объектов [10, 11].

2. Постановка задачи исследования

Подходы к решению задачи по прогнозированию долговечности и безотказности сосудов давления зависят от стадии жизненного цикла указанных технических устройств, на котором прогнозирование выполняется.

Таблица

Характерные особенности прогнозирования долговечности сосудов давления на различных стадиях жизненного цикла оборудования

Показатель	Характерные особенности прогнозирования на стадии	
	проектирования	эксплуатации
Цель прогнозирования	Обезличенная оценка ресурса для всего парка однотипных сосудов давления	Индивидуальная оценка остаточного ресурса конкретного сосуда давления
Метод прогнозирования	Вероятностно-статистический с использованием подхода Монте-Карло	Вероятностно-статистический с использованием подхода Монте-Карло
Методы получения исходных данных для прогнозирования	Механические испытания материалов для определения типов законов и количественных характеристик случайного распределения механических характеристик; технологические измерения для определения типов законов и количественных характеристик случайного распределения конструктивных размеров; анализ условий работы аналогичного оборудования для определения типов законов и количественных характеристик случайного распределения режимных параметров	Техническая диагностика (обследование) сосуда в фиксированные моменты времени или мониторинг рабочего состояния; неразрушающий контроль индивидуальных механических характеристик материала сосуда; технологические измерения индивидуальных значений конструктивных размеров сосуда; анализ условий работы диагностируемого сосуда и определение индивидуальных значений режимных параметров
Состав исходных данных для прогнозирования	Данные о случайном разбросе механических характеристик материалов; данные о случайном разбросе конструктивных размеров сосудов; осредненный график нагружения (режима работы)	Размер трещины в фиксированный момент (моменты) времени; осредненный или индивидуальный график нагружения (режима работы); данные о механических характеристиках материала сосуда; данные о конструктивных размерах сосуда; данные о режимных параметрах работы сосуда

Характерные черты этих подходов приведены в таблице.

Возникающая в горловине толстостенного сосуда давления усталостная трещина является радиально расположенной и угловой типа I (разрыв) [12]. Расчетная схема трещины показана на рис. 1. Ее рост определяется действием в стенке сосуда переменных окружных напряжений, обусловленных переменностью рабочего давления p в течение

цикла работы оборудования между двумя пусками. Номинальная величина максимального напряжения i -го цикла согласно формуле Ляме [13] составляет

$$\sigma_{\max i} = p \frac{1 + [D/(D + 2t)]^2}{1 - [D/(D + 2t)]^2},$$

где D , t – внутренний диаметр и толщина стенки сосуда давления.

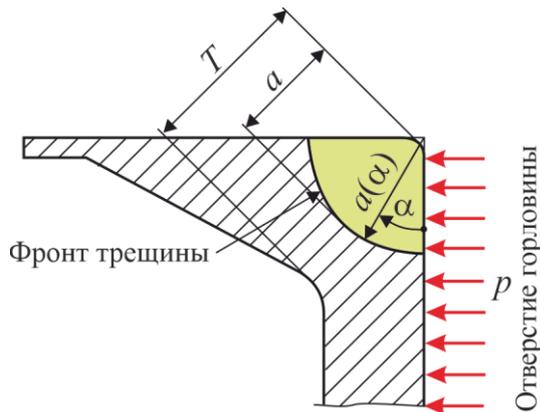


Рис. 1. Расчетная схема горловины сосуда давления с угловой усталостной трещиной

Принимая допущение, что усталостное повреждение металла сосуда из-за естественных колебаний рабочего давления в процессе эксплуатации оборудования маловероятно вследствие их незначительности, амплитуду напряжения в i -м цикле можно считать равной

$$\sigma_{a,i} = 0,5\sigma_{\max i}.$$

Полная информация о росте трещины характеризуется совокупностью кинетических зависимостей увеличения её длины $a(\alpha, \tau)$ по множеству направлений, выражаемых угловой координатой $\alpha \in [0; \pi/2]$. Совокупность длин $a(\tau_j)$ для различных значений α определяет конфигурацию фронта трещины в фиксированный момент времени τ_j . Развитие трещины в направлении $\alpha = 45^\circ$ лимитирует ресурс сосуда давления T_p , так как её предельно допустимая длина $[a]$, достижение которой рассматривается как переход в предельное состояние, соответствует наименьшему из двух значений:

- по условию герметичности сосуда давления

$$[a] = T;$$

- по условию безопасности эксплуатации сосуда давления

$$[a] = a_{crit} / n_a,$$

где T – характерный размер горловины сосуда давления; a_{crit} – критическая длина трещины; n_a – коэффициент безопасности эксплуатации сосуда давления, исходя из длины трещины.

Процесс исчерпания ресурса конструкций складывается из двух последовательных стадий:

- зарождения усталостной трещины пороговой длины a_{lim} (стадия I);
- роста усталостной трещины до предельно допустимой длины $[a]$ (стадия II).

Рассматриваемый процесс носит выраженный вероятностно-статистический характер. Это следствие влияния на долговечность сосудов значительного числа конструктивных, материаловедческих и режимных факторов, каждый из которых имеет естественный случайный разброс в некотором диапазоне значений в соответствии с присущим ему типом и количественными характеристиками закона распределения [14]. Применительно к усталостному разрушению горловин сосудов давления определяющее воздействие оказывает разброс механических свойств материала. Влияние случайного разброса характерных конструктивных размеров горловины сосудов давления оказывается значительно меньшим в связи с достаточно жесткими технологическими ограничениями на их изготовление.

Для удобства его количественной оценки введем коэффициент x – показатель усталостной стойкости материала. Учитывая экспериментальные данные о преимущественно нормальном распределении характеристик усталости конструкционных сталей и сплавов [15, 16], можно считать, что показатель x является нормальной случайной величиной с нулевым средним значением и с единичным стандартным отклонением. В этом случае каждая механическая характеристика Y произвольного k -го микрообъема материала стойкости x_k определяется соотношением

$$Y_k = \bar{Y} \pm x_k S_Y, \quad (1)$$

где \bar{Y} , S_Y – среднее значение и стандартное отклонение характеристики Y .

Знак «+» в зависимости (1) соответствует тем характеристикам, рост величины которых повышает сопротивляемость материала усталостному разрушению, знак «-» – ее снижает. К первой группе относятся предел выносливости конструкции σ_{Rd} , абсцисса

точки перелома кривой усталости N_0 и показатель степени в уравнении роста трещины n , ко второй - показатель наклона кривой усталости m , пороговый K_{Ith} и критический K_{Ic} коэффициенты интенсивности напряжений, коэффициент пропорциональности в уравнении роста трещины C .

3. Прогнозирование ресурса толстостенных сосудов давления на стадии проектирования

Общая схема прогнозирования ресурса основана на подходах метода Монте-Карло. Она предусматривает проведение множества K однотипных расчетов, в каждом из которых случайным образом задается выборочное значение показателя усталостной стойкости материала x_k . Таким образом, выполненную в ходе k -го расчета оценку величины ресурса T_{pk} можно интерпретировать как выборочное значение ресурса конкретного сосуда давления из всего их парка.

На стадии I процесс накопления усталостного повреждения материала D_k удовлетворительно выражается линейной гипотезой суммирования отдельных повреждений от каждого цикла работы сосуда давления. После i -го цикла достигнутый уровень повреждения определяется соотношением:

$$\text{- при } \sigma_{a,i}(1 + \Psi_{\sigma d}) > \sigma_{Rd,k}$$

$$D_{i,k} = D_{i-1,k} + (\sigma_{a,i} / \sigma_{Rd,k})^{m_k} N_{0,k}^{-1}; \quad (2a)$$

$$\text{- при } \sigma_{a,i}(1 + \Psi_{\sigma d}) \leq \sigma_{Rd,k}$$

$$D_{i,k} = D_{i-1,k}, \quad (2b)$$

где $\Psi_{\sigma d}$ - коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжений для горловины сосуда давления.

Число циклов $N_{ink,k}$, соответствующее окончанию стадии I, характеризуется условием линейного суммирования повреждений:

$$D_{N_{ink,k}} \geq 1,0. \quad (3)$$

Число циклов $N_{ink,k}$ является случайной величиной с функцией распределения $F(N_{ink,k})$. Размеры и конфигурация возни-

кающей пороговой усталостной трещины находятся решением для нескольких произвольно взятых направлений её роста α нелинейных алгебраических уравнений вида

$$2\sigma_{a,\max} f_I(a_{\lim,k}/T, \alpha) \sqrt{\pi a_{\lim,k}(\alpha)} - K_{Ith,k} = 0, \quad (4)$$

где $\sigma_{a,\max}$ - максимально возможная амплитуда цикла напряжений в горловине при работе сосуда давления; f_I - функция формы горловины, зависящая от относительной длины трещины a/T и направления α (рис. 2).

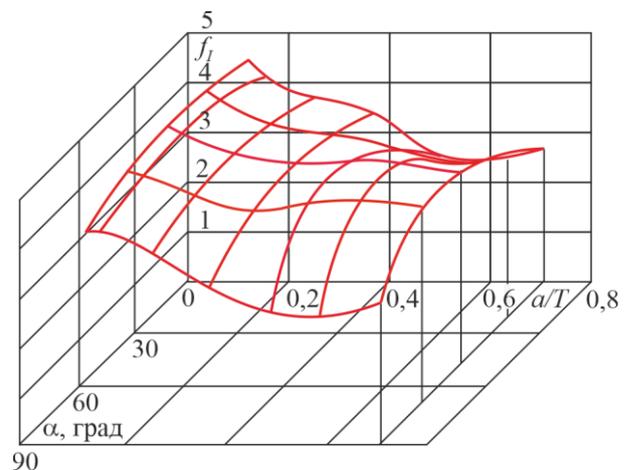


Рис.2. Зависимость функции формы трещины от ее размера и направления распространения

Представленный на рис. 2 график функции формы $f_I(a/T, \alpha)$ построен на основании данных [17].

Определяющий размер пороговой трещины (длина a_{\lim} в направлении $\alpha = 45^\circ$) также является случайной величиной, подчиняющейся нормальному закону распределения с функцией $F(a_{\lim})$.

На стадии II длина усталостной трещины в произвольном направлении α после i -го цикла работы сосуда давления ($i > N_{ink,k}$) определяется соотношением, основанным на аппроксимации Формана [16] эмпирической зависимости «скорость роста трещины – коэффициент интенсивности напряжений»:

$$\text{- при } i = N_{ink,k}$$

$$a_{i,k}(\alpha) = a_{\lim,k}(\alpha); \quad (5a)$$

$$\text{- при } i > N_{ink,k}$$

$$a_{i,k}(\alpha) = a_{i-1,k}(\alpha) +$$

$$+ C_k \left[\frac{2f_I(a_{i-1,k}/T, \alpha) \sigma_{ai} \sqrt{\pi a_{i-1,k}} - K_{Ith,k}}{K_{Ic,k} - 2f_I(a_{i-1,k}/T, \alpha) \sigma_{ai} \sqrt{\pi a_{i-1,k}}} \right]^{n_k}, \quad (5b)$$

$$i = N_{ink,k} + 1; N_{ink,k} + 2; \dots$$

Графическое представление вероятностно-статистического процесса развития усталостных трещин в горловине до наступления предельного состояния сосуда давления дает рис. 3. Каждая k -я кинетическая кривая вида $a \sim N$ соответствует выборочному значению показателя усталостной прочности материала x_k , а совокупность этих кривых характеризует исчерпание ресурса сосудов давления всего парка оборудования.

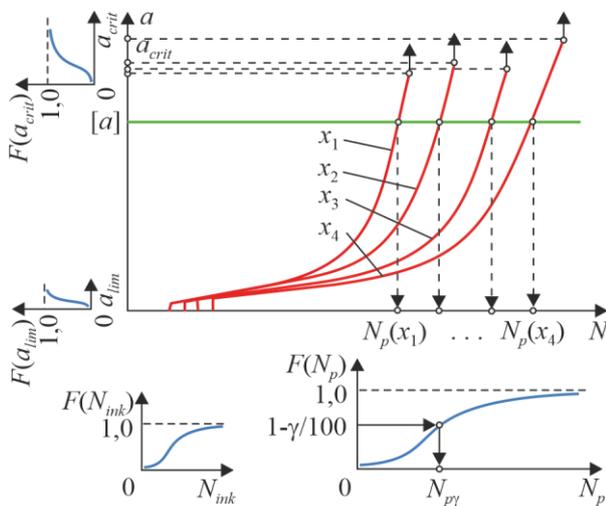


Рис.3. Расчетная схема оценки гамма-процентного ресурса сосуда давления на этапе проектирования

Число циклов $N_{p,k}$, соответствующее завершению стадии II и, таким образом, определяющее ресурс сосуда давления, выражается условием:

$$a_{N_{p,k}}(\alpha = \pi/4) = [a].$$

Оно является случайной величиной с функцией распределения $F(N_p)$ и количественными характеристиками:

- средним значением

$$\bar{N}_p = \sum_{j=1}^{j=K} N_{p,j}; \quad (6)$$

- стандартным отклонением

$$S_{N_p} = \left[\frac{1}{K-1} \sum_{j=1}^{j=K} (N_{p,j} - \bar{N}_p)^2 \right]^{0,5}. \quad (7)$$

Функция $F(N_p)$ является базовой для оценки основных количественных показателей двух свойств надежности технических устройств - долговечности и безотказности:

- гамма-процентный ресурс $N_{p\gamma}$ определяется обратной функцией распределения (рис. 3)

$$N_{p\gamma} = F^{-1}(1 - \gamma/100); \quad (8)$$

- вероятность безотказной работы и интенсивность отказов для момента времени, соответствующего i -му циклу работы оборудования, составляют соответственно (рис. 3):

$$P(i) = 1 - F(i);$$

$$\lambda(i) \approx 1 - \frac{F(i-1)}{F(i)}.$$

4. Прогнозирование остаточного ресурса толстостенных сосудов давления на стадии эксплуатации

Отличительной особенностью прогнозирования остаточного ресурса сосудов давления является выявление по результатам измерения длины усталостной трещины a_{ms} после известного числа циклов N_{ms} индивидуального значения показателя стойкости материала x_d , присущего конкретной диагностируемой горловине. С этой целью для нескольких произвольно взятых значений x_j из интервала $x \in [-4; 4]$ определяются по зависимостям (2) – (5) длины трещины a_j . Тогда искомая величина x_d находится из решения кубического уравнения

$$K_{1j}x_d^3 + K_{2j}x_d^2 + K_{3j}x_d + a_j - a_{ms} = 0,$$

где K_{1j}, K_{2j}, K_{3j} - коэффициенты сплайн-интерполяции функции $a(x)$ на j -м интервале между значениями аргумента x_j и x_{j+1} .

Интерполяционное прогнозирование дальнейшего роста трещины выполняется аналогично прогнозированию ресурса сосудов давления на стадии проектирования по зависимости (5). Статистический характер графика последующего нагружения также требует использования метода Монте-Карло для моделирования вероятностного семейст-

ва кинетических кривых $a(N)$. Каждая k -я кривая (рис. 4) может интерпретироваться как отражающая выборочную последовательность чередования циклов работы оборудования с различной амплитудой напряжений σ_a при одинаковых значениях механических характеристик материала, соответствующих найденному показателю x_d .

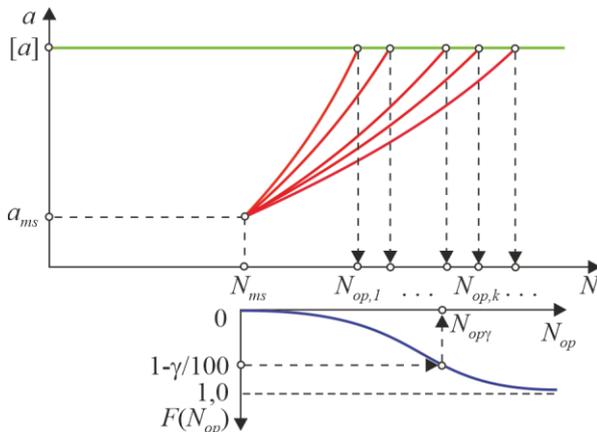


Рис. 4. Расчетная схема интерполяционного прогнозирования остаточного ресурса

Число циклов $N_{op,k}$, характеризующее остаточный ресурс диагностируемого сосуда давления, выражается условием:

$$a_{N_{op,k}} (\alpha = \pi / 4) = [a].$$

Оно является случайной величиной с функцией распределения $F(N_{op})$ и количественными характеристиками, определяемыми соотношениями (6) и (7). Гамма-процентный остаточный ресурс $N_{op\gamma}$ выражается зависимостью, аналогичной (8).

При последующих замерах длины развивающейся усталостной трещины выполняется уточняющее прогнозирование остаточного ресурса в соответствии с предложенным алгоритмом. При этом разброс расчетных значений $N_{op,k}$ снижается (рис. 5), что связано с повышением достоверности оценки остаточного ресурса диагностируемого сосуда давления.

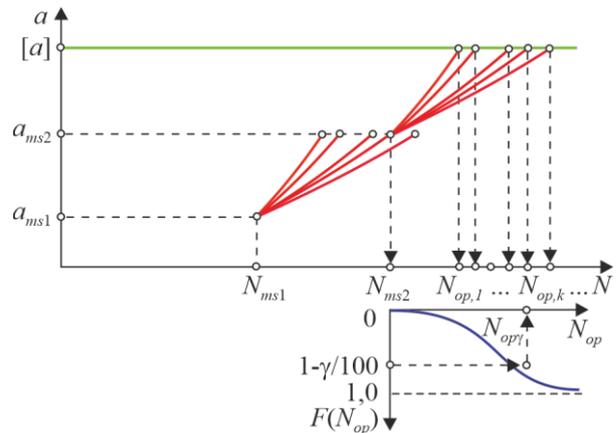


Рис. 5. Расчетная схема интерполяционного прогнозирования остаточного ресурса при неоднократном проведении диагностирования сосуда давления

5. Выводы

Известные в настоящее время методы механики разрушения, объединенные с подходами имитационного моделирования жизненного цикла технических устройств, позволяют выполнять вероятностные расчеты протекания во времени усталостного разрушения ответственных конструкций с прогнозированием количественных показателей их долговечности и безотказности как на стадии проектирования, так и на стадии промышленной эксплуатации.

В статье рассмотрены особенности вероятностно-статистических методик прогнозирования ресурса и других показателей надежности применительно к явлению нарушения герметичности толстостенных сосудов, работающих под избыточным давлением, в результате возникновения и роста трещины многоциклового усталости в горловине. Такие расчеты представляют практический интерес при проведении риск-анализа опасных производственных объектов. Однако рассмотренные методики носят достаточно универсальный характер и могут быть использованы после незначительной корректировки при прогнозировании усталостного разрушения технических устройств высокого давления другого конструктивного исполнения и при другом расположении опасной трещины.

Список литературы

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашинны и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
2. Лагерева А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники. Брянск: БГТУ, 2006. 232 с.
3. Надежность машин. Т. IV-3 / В.В. Клюев, В.В. Болотин, Ф.Р. Соснин и др.; Под общ. ред. В.В. Клюева. М.: Машиностроение, 2003. 592 с.
4. Гетман А.Ф. Ресурс эксплуатации сосудов и трубопроводов АЭС. М.: Энергоатомиздат, 2000. 427 с.
5. Игнатович Э. Химическая техника. Процессы и аппараты. М.: Техносфера, 2007. 656 с.
6. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила промышленной безопасности при использовании оборудования, работающего под избыточным давлением». Утв. приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 15.12.2020 № 536.
7. Техногенная катастрофа <https://rusinfo.info/cto-takoe-tehnogenna-katastrofa>
8. Надежность теплоэнергетического оборудования / Под ред. А.И. Андриященко. М.: Высшая школа, 1991. 303 с.
9. Махутов Н.А., Пермяков В.Н. Ресурс безопасной эксплуатации сосудов и трубопроводов. Новосибирск: Наука, 2005. 516 с.
10. Махутов Н.А. Конструкционная прочность, ресурс и техногенная безопасность: в 2-х ч. Часть 2. Обоснование ресурса и безопасности. Новосибирск: Наука, 2005. 610 с.
11. Котельников В.С., Короткий А.А., Павленко А.Н., Еремин И.И. Диагностика и риск-анализ металлических конструкций грузоподъемных кранов. Новочеркасск, 2006. 315 с.
12. Broek D. Elementary Engineering Fracture Mechanics. Leyden, Noordhoff International Publishing, 1974.
13. Сакало В.И. Соппротивление материалов. Брянск: БГТУ, 2009. 528 с.
14. Лагерева А.В. Вероятностная теория

References

1. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 424 p. (In Russian)
2. Lagereva A.V. *Proektirovanie nasosnykh gidroprivodov podemno-transportnykh mashin* [The design of pump hydraulic drives of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy gosudarstvennyy tehnicheskiiy universitet, 2006. 232 p.
DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311892> (In Russian)
3. Klyuev V.V., Bolotin V.V., Sosnin F.R. et al. *Nadezhnost mashin. T. IV-3* [Reliability of machines. Vol. IV-3]. Ed. Klyuev V.V. Moscow, Mashinostroenie, 2003. 592 p. (In Russian)
4. Getman A.F. *Resurs ekspluatatsii sosudov i truboprovodov AES* [Service life of NPP vessels and pipelines]. Moscow, Energoatomizdat, 2000. 427 p. (In Russian)
5. Ignatovich E. *Khimicheskaya tekhika. Protsessy i apparaty* [Chemical engineering. Processes and devices]. Moscow, Tekhnosfera, 2007. 656 p. (In Russian)
6. *Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti "Pravila promyshlennoy bezopasnosti pri ispolzovanii oborudovaniya, rabotayushchego pod izbytochnym davleniem"* [Federal norms and rules in the field of industrial safety "Industrial safety rules when using equipment operating under excessive pressure"]. Moscow, Federalnaya sluzhba po ekologicheskomu, tekhnologicheskomu i atomnomu nadzoru, 2020. (In Russian)
7. *Tekhnogennaya katastrofa* [Man-made disaster] [site]. Available at: <https://rusinfo.info/cto-takoe-tehnogenna-katastrofa> (accessed 03 June 2021). (In Russian)
8. *Nadezhnost teploenergeticheskogo oborudovaniya TES i AES* [Reliability of heat power equipment of TPPs and NPPs]. Moscow, Vysshaya shkola, 1991. 303 p. (In Russian)
9. Makhutov N.A., Permyakov V.N. *Resurs bezopasnoy ekspluatatsii sosudov i truboprovodov* [Resource of safe operation of vessels and pipelines]. Novosibirsk, Nauka,

механической эрозии. М.: Машиностроение-1, 2004. 343 с.

15. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний. М.: Машиностроение, 1985. 232 с.

16. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Киев: Наукова думка, 1987. 1303 с.

17. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений: В 2 т. Т.2 / Под ред. Ю. Мураками. М.: Мир, 1990. 1016 с.

2005. 516 p. (In Russian)

10. Makhutov N.A. *Konstruktсионnaya prochnost, resurs i tekhnogennaya bezopasnost: v 2-kh ch. Chast 2. Obosnovanie resursa i bezopasnosti* [Structural strength, resource and technogenic safety: in 2 p. Part 2. Justification of resource and safety]. Novosibirsk, Nauka, 2005. 610 p. (In Russian)

11. Kotelnikov V.S., Korotkiy A.A., Pavlenko A.N., Eremin I.I. *Diagnostika i risk-analiz metallicheskih konstruksiy gruzopodemnykh kranov* [Diagnostics and risk analysis of metal structures of hoisting cranes]. Novocheerkassk, YuRGU (NPI), 2006. 315 p. (In Russian)

12. Broek D. *Elementary Engineering Fracture Mechanics*. Leyden, Noordhoff International Publishing, 1974.

13. Sakalo V.I. *Soprotivlenie materialov* [Mechanics of materials]. Bryansk, BGTU, 2009. 528 p. (In Russian)

14. Lagerev A.V. *Veroyatnostnaya teoriya mekhanicheskoy erozii* [Probabilistic theory of mechanical erosion]. Moscow, Mashinostroenie-1, 2004. 343 p.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311851>
(In Russian)

15. Stepnov M.N. *Statisticheskie metody obrabotki rezultatov mekhanicheskikh ispytaniy* [Statistical methods of processing mechanical test results]. Moscow, Mashinostroenie, 1985. 232 p. (In Russian)

16. Troshchenko V.T., Sosnovskiy L.A. *Soprotivlenie ustalosti metallov i spлавov* [Fatigue resistance of metals and alloys]. Kiev, Naukova dumka, 1987, Vol. 1. 505 p. (In Russian)

17. *Stress intensity factors handbook: in 2 vol. Vol. 2*. Ed. Y. Murakami. Oxford, Pergamon Press, 1987. 1016 p.

УДК (UDC) 625.1/5

**ВАРИАНТЫ КОМПОНОВКИ ОСНОВНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ НА БАЗОВЫХ ШАССИ МОБИЛЬНЫХ
ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ
И ИХ СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ****VARIANTS OF THE LAYOUT OF THE MAIN TECHNOLOGICAL EQUIPMENT
ON THE BASE CHASSIS OF MOBILE TRANSPORT AND RELOADING ROPE
COMPLEXES AND THEIR COMPARATIVE ANALYSIS**Лагерев И.А.¹, Лагерев А.В.¹, Таричко В.И.²
Lagerev I.A.¹, Lagerev A.V.¹, Tarichko V.I.²¹ – Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)² – АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)¹ – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)² – Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Мобильные канатные дороги, образованные мобильными транспортно-перегрузочными канатными комплексами (концевыми станциями) на базе самоходных колесных шасси высокой грузоподъемности и проходимости, являются перспективным видом транспортирующего оборудования для использования во многих отраслях промышленного производства и обслуживания – строительной и горной промышленности, лесном и сельском хозяйстве, ликвидации последствий природных и техногенных катастроф и др. В статье разработана классификация самоходных концевых станций на основе таких признаков, как расположение ключевого элемента основного технологического оборудования – концевой опоры канатной системы – на колесном шасси и типа ее фиксации в рабочем положении во время эксплуатации мобильной канатной дороги. В качестве перспективных вариантов конструктивного исполнения мобильных транспортно-технологических канатных комплексов предложены варианты с концевым, центральным и выносным расположением концевой опоры, с гидравлическим, канатным, канатно-гидравлическим и штанговым типами фиксации концевой опоры в рабочем положении, с установкой концевой опоры в рабочее положение непосредственно подъемным гидроцилиндром, с помощью складывающейся штанги и двухэтапным подъемом. Дано краткое описание конструкций и принципа работы большого числа модификаций самоходных концевых станций различных перечисленных вариантов конструктивного исполнения мобильных канатных комплексов при подготовке их к эксплуатации и во время самой эксплуатации. Проведен сравнительный анализ рассмотренных вариантов мобильных канатных комплексов на основе учета их основных конструктивных и технико-экономических характеристик, что позволило сформулировать как преимущества, так и недостатки разных вариантов конструктивного исполнения.

Abstract. Mobile ropeways formed by mobile transport and reloading rope complexes (terminal stations) on the basis of self-propelled wheeled chassis of high load capacity and cross-country ability are a promising type of transporting equipment for use in many branches of industrial production and maintenance – construction and mining industry, forestry and agriculture, elimination of the consequences of natural and man-made disasters, etc. The article develops a classification of self-propelled terminal stations based on such features as the location of the key element of the main technological equipment - the end tower of the rope system - on a wheeled chassis and the type of its fixation in the working position during the operation of the mobile ropeway. As promising variants of the structural design of mobile transport and technological rope complexes, options with an end, central and remote arrangement of the end tower; with hydraulic, rope, rope-hydraulic and rod types of fixing the end tower in the working position; with the installation of the end tower in the working position directly by a lifting hydraulic cylinder, using a folding rod and two-stage lifting are proposed. A brief description of the designs and the principle of operation of a large number of modifications of self-propelled terminal stations of various listed variants of the structural design of mobile rope complexes is given when preparing them for operation and during operation itself. A comparative analysis of the considered variants of mobile rope complexes is carried out on the basis of taking into account their main design and technical and economic characteristics, which made it possible to formulate both advantages and disadvantages of different design options.

Ключевые слова: мобильная канатная дорога, мобильный транспортно-перегрузочный канатный комплекс, компоновка, конструктивное исполнение, анализ вариантов.

Keywords: mobile ropeway, mobile transport and reloading rope complex, layout, design, analysis of options.

Дата принятия к публикации: 22.06.2021
Дата публикации: 25.09.2021

Date of acceptance for publication: 22.06.2021
Date of publication: 25.09.2021

Сведения об авторах:

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

ORCID: 0000-0002-0921-6831

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», e-mail: bsu-avl@yandex.ru.

ORCID: 0000-0003-0380-5456

Таричко Вадим Игоревич – кандидат технических наук, заместитель генерального директора – главный конструктор АО «Брянский автомобильный завод», e-mail: 32.6909@mail.ru

Authors' information:

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice rector for Innovations, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

ORCID: 0000-0002-0921-6831

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: bsu-avl@yandex.ru.

ORCID: 0000-0003-0380-5456

Vadim I. Tarichko – Candidate of Technical Sciences, Deputy general director – General designer, Bryansk Automobile Plant JSC, e-mail: 32.6909@mail.ru.

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8

Acknowledgements

The study was supported by Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

1. Введение

Мобильные канатные дороги, образованные мобильными транспортно-перегрузочными канатными комплексами (концевыми станциями) на базе самоходных колесных шасси высокой грузоподъемности и проходимости, являются перспективным видом транспортирующего оборудования для использования во многих отраслях промышленного производства и обслуживания – строительной и горной промышленности, лесном и сельском хозяйстве, ликвидации последствий природных и техногенных катастроф и др. [1]. Такие канатные системы позволяют проводить погрузочно-разгрузочные и транспортно-переправочные операции в заранее не обустроенных или труднодоступных местностях со сложным природным рельефом, обеспечивают оперативное раз-

вертывание необходимых технологических средств.

Перспективность данного типа подъемно-транспортной техники обусловлено тем, что создание мобильных подвесных канатных дорог на основе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов является эффективным технико-экономическим решением, направленным на преодоление известных недостатков оборудования для традиционных канатных дорог [1, 2]. Высокая мобильность данного типа грузовых канатных транспортных систем обусловлена их размещением на специальных многоосных шасси высокой грузоподъемности и проходимости базовых колесных или гусеничных машин многоцелевого назначения [3, 4]. Среди таких мобильных конструкций, которые в настоящее время представлены самоходными трелевочными машинами для лесохозяйственных работ, имеются технические

устройства, которые уже реализованы на практике и показали свою эффективность в процессе многолетней эксплуатации [5-8].

В настоящее время как в России, так и за рубежом отсутствуют мобильные машины и оборудование для практической реализации задачи по использованию канатных технологий с надземным перемещением транспортируемых грузов, достаточно хорошо зарекомендовавших себя для решения транспортно-логистических проблем на труднодоступных территориях со сложным рельефом.

2. Постановка проблемы

До настоящего времени вопросы проектной проработки конструктивного исполнения самоходных концевых станций мобильных канатных дорог, включая создание перспективных узлов и механизмов приводных и исполнительных устройств транспортной канатной системы и несущих металлоконструкций, а также их компоновку на базовом шасси концевых станций, в отечественной и зарубежной научно-технической литературе практически не рассматривались. Поэтому разработка перспективных конструкций мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов, которые могут рассматриваться как основа для проведения дальнейших проектно-конструкторских разработок, является весьма актуальной задачей.

В качестве шасси самоходных концевых базовых станций мобильных транспортно-технологических канатных комплексов целесообразно использовать специальные колесные шасси для тягачей высокой проходимости и грузоподъемности. Конструкции и элементы теории проектирования таких машин нашли достаточно широкое освещение в отечественной научно-технической литературе и, в первую очередь, в таких работах, как [3, 4, 9-11].

Колесные машины высокой проходимости и грузоподъемности гражданского, военного и многоцелевого назначения проектируются и выпускаются крупными машиностроительными предприятиями ряда промышленно развитых стран, включая Россию (ПАО «КАМАЗ» [12, 13], АО «Брянский ав-

томобильный завод» [14], ОАО «Уральский автомобильный завод» [15]), Беларусь (ОАО «Минский автомобильный завод» [16], ОАО «Минский завод колесных тягачей» [17]), Германию (MAN SE [18], Daymлер AG [19]), Италию (Iveco [20]), Китай (Dongfeng [21], FAW [22]), Нидерланды (DAF [23]), США (FreightLiner [24], Caterpillar [25]), Францию (Renault [26]), Швецию (Volvo AB [27], Scania AB [28]), Японию (Mitsubishi [29]).

3. Варианты конструктивного исполнения базовых станций

Варианты конструктивного исполнения мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов и их модификации целесообразно определять, исходя из принятых при их проектировании следующих параметров:

- 1) конструктивного варианта шасси базовой станции, на котором размещается технологическое оборудование;
- 2) конструктивного варианта места расположения концевой опоры в рабочем состоянии мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса;
- 3) варианта фиксации концевой опоры в рабочем положении;
- 4) вариантов использования дополнительных технологических устройств;
- 5) длины концевой опоры.

На рис. 1 показан ряд перспективных для дальнейших исследований и анализа вариантов конструктивного исполнения мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов нескольких различных модификаций. Указанные варианты защищены патентами РФ [30-32]. Автоматизированная компоновка основного технологического оборудования указанных конструктивных вариантов защищена свидетельствами Роспатента РФ о государственной регистрации программ для ЭВМ [33-35]. Она основана на проектных методиках, разработанных в [2, 36, 37]. Для предпроектного макетирования мобильной канатной дороги, сформированной концевыми базовыми станциями различных конструктивных модификаций, целесообразно использование технологии 3D-печати [38].

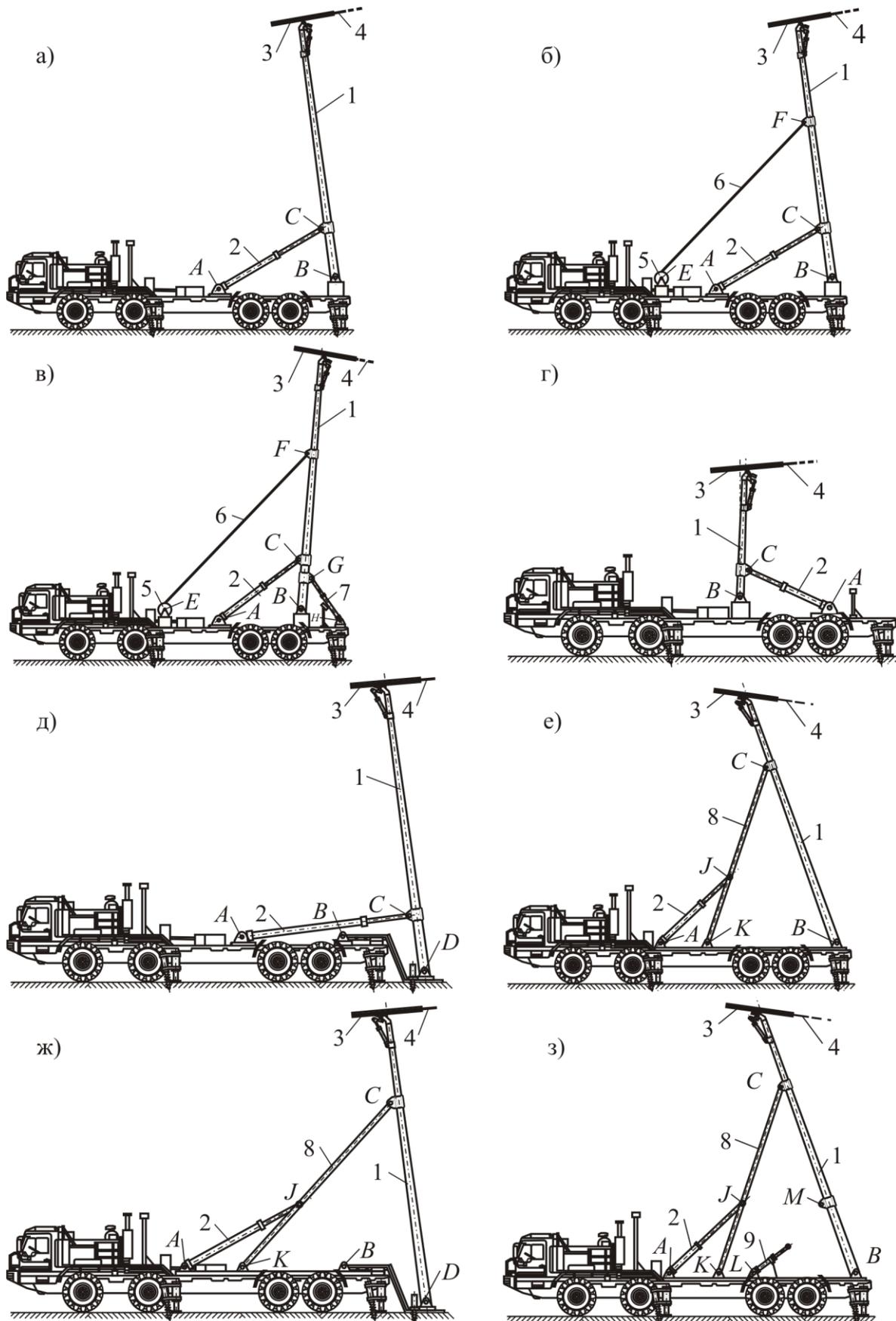


Рис. 1. Варианты конструктивного исполнения мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов (модификации): а – КсХм-4/Х; б – КкХм-4/Х; в – КкХр-4/Х; г – СсХм-4/Х; д – ВсХм-4/Х; е – Ку2-4/Х; ж – Ву2-4/Х; з – Во2-4/Х

На рис. 1 используются следующие обозначения элементов конструкции: 1 – концевая опора; 2 – гидроцилиндр установки и фиксации опоры; 3 – канатный шкив; 4 – несущее-тяговый канат; 5 – канатная лебедка; 6 – удерживающий канат; 7 – тормозной гидроцилиндр; 8 – складывающаяся штанга; 9 – вспомогательный гидроцилиндр; 10 – подъемный полиспаст, а также характерных точек конструкции: *A* – шарнир крепления гидроцилиндра к надрамной конструкции шасси; *B* – шарнир крепления концевой опоры к надрамной конструкции шасси; *C* – шарнир крепления концевой опоры и основного подъемного гидроцилиндра или верхней сопрягаемой части складывающейся штанги; *E* – место крепления удерживающего каната на лебедке; *F* – место крепления удерживающего каната к концевой опоре; *G* – место шарнирного контакта тормозного гидроцилиндра с концевой опорой; *H* – шарнир крепления тормозного гидроцилиндра к надрамной конструкции шасси; *J* – шарнир крепления сопрягаемых частей складывающейся штанги; *K* – шарнир крепления нижней сопрягаемой части складывающейся штанги к надрамной конструкции шасси; *L* – шарнир крепления вспомогательного гидроцилиндра

к надрамной конструкции шасси; *M* – шарнир крепления концевой опоры и вспомогательного гидроцилиндра.

В качестве конструктивных вариантов места расположения концевой опоры в рабочем состоянии мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов были взяты 3 возможные схемы ее опирания:

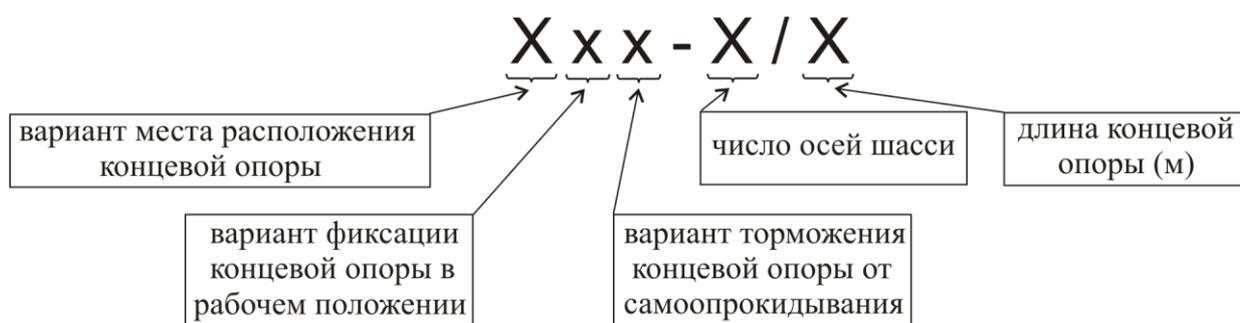
- концевое расположение концевой опоры канатной системы с опиранием на несущую раму шасси (рис. 1, а-в, е, з);

- центральное расположение концевой опоры канатной системы с опиранием на несущую раму шасси (рис. 1, г);

- выносное расположение концевой опоры канатной системы с опиранием на грунт (рис. 1, д, ж).

4. Классификация и условное обозначение вариантов конструктивного исполнения базовых станций

Принцип формирования условного буквенно-цифрового обозначения варианта конструктивного исполнения мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов показан на рис. 2.



Пример: Кс1м-4/10 - вариант конструктивного исполнения мобильного канатного комплекса с концевым размещением концевой опоры длиной 10 м на 4-осном шасси с гидравлической фиксацией концевой опоры в рабочем положении одинарным гидроцилиндром и наличием механического тормозного устройства от самоопрокидывания концевой опоры

Рис. 2. Условное обозначение варианта конструктивного исполнения мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса

Вариант места расположения концевой опоры обозначается буквой:

- К – концевое расположение опоры с опиранием на несущую раму шасси;

- С – центральное расположение опоры с опиранием на несущую раму шасси;

- В – выносное расположение опоры с опиранием на грунт.

Конструктивные модификации механизма установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры МТПКК обозначаются буквами:

- с – гидравлическая фиксация концевой опоры в рабочем положении с помощью подъемных гидроцилиндров, имеющая следующие варианты комплектации (рис. 1, а, г, д):

- с1 – с одинарным подъемным гидроцилиндром;

- с2 – со сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими подъемными гидроцилиндрами одинакового типоразмера;

- к – канатная фиксация концевой опоры в рабочем положении, имеющая следующие варианты комплектации (рис. 1, б, в):

- к11 – с одинарным подъемным гидроцилиндром и одноветвевым удерживающим канатом;

- к12 – с одинарным подъемным гидроцилиндром и двухветвевым удерживающим канатом;

- к21 – со сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими гидроцилиндрами одинакового типоразмера и одноветвевым удерживающим канатом;

- к22 – со сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими гидроцилиндрами одинакового типоразмера и двухветвевым удерживающим канатом;

- х – комбинированная канатно-гидравлическая фиксация концевой опоры в рабочем положении, имеющая следующие варианты комплектации (рис. 1, б, в):

- х11 – с одинарным подъемным гидроцилиндром и одноветвевым удерживающим канатом;

- х12 – с одинарным подъемным гидроцилиндром и двухветвевым удерживающим канатом;

- х21 – со сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими гидроцилиндрами одинакового типоразмера и одноветвевым удерживающим канатом;

- х22 – со сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими гидроцилиндрами одинакового типоразмера и двухветвевым удерживающим канатом;

- у – штанговая фиксация концевой опоры в рабочем положении, имеющая следующие варианты комплектации (рис. 1, е, ж):

- у1 – с одинарной складывающейся штангой и одинарным подъемным гидроцилиндром;

- у2 – с двумя складывающимися штангами и сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими подъемными гидроцилиндрами одинакового типоразмера;

- о – штанговая фиксация концевой опоры в рабочем положении при комбинированной двухэтапной установке концевой опоры в рабочее положение, имеющая следующие варианты комплектации (рис. 1, з):

- о1 – с одинарной складывающейся штангой, одинарными основным и вспомогательными гидроцилиндрами;

- о2 – с двумя складывающимися штангами, сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими основными подъемными гидроцилиндрами одинакового типоразмера и одинарным вспомогательным гидроцилиндром;

- о3 – с двумя складывающимися штангами, сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими основными и вспомогательными подъемными гидроцилиндрами одинакового типоразмера;

- м – наличие механического тормозного устройства для предохранения концевой опоры от самопрокидывания при ее установке в рабочее положение (рис. 1, а, б, г, д);

- р – наличие гидравлического тормозного устройства для предохранения концевой опоры от самопрокидывания при ее установке в рабочее положение (рис. 1, в).

Возможные модификации исполнения конструктивных вариантов мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов приведены в табл. 1.

Таблица 1
 Возможные модификации конструктивных вариантов мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов

Модификация	Конструктивный вариант		
	К	С	В
с	+	+	+
к	+	-	+
х	+	-	+
у	+	+	+
о	+	-	-
м	+	+	+
р	+	+	+

Таким образом, конструктивный вариант К может быть выполнен в двадцати пяти следующих модификациях: Кс1м-Х/Х, Кс2м-Х/Х, Кс1р-Х/Х, Кс2р-Х/Х, Кк11м-Х/Х, Кк12м-Х/Х, Кк21м-Х/Х, Кк22м-Х/Х, Кк11р-Х/Х, Кк12р-Х/Х, Кк21р-Х/Х, Кк22р-Х/Х, Кх21м-Х/Х, Кх22м-Х/Х, Кх21р-Х/Х, Кх22р-Х/Х, Ку1-Х/Х, Ку2-Х/Х, Ко1-Х/Х, Ко2-Х/Х и Ко3-Х/Х.

Конструктивный вариант С может быть выполнен в девяти следующих модификациях: Сс1м-Х/Х, Сс2м-Х/Х, Сс1р-Х/Х, Сс2р-Х/Х, Су1-Х/Х, Су2-Х/Х, Со1-Х/Х, Со2-Х/Х и Со3-Х/Х.

Конструктивный вариант В может быть выполнен в двадцати трех следующих модификациях: Вс1м-Х/Х, Вс2м-Х/Х, Вс1р-Х/Х, Вс2р-Х/Х, Вк11м-Х/Х, Вк12м-Х/Х, Вк21м-Х/Х, Вк22м-Х/Х, Вк11р-Х/Х, Вк12р-Х/Х, Вк21р-Х/Х, Вк22р-Х/Х, Вх11м-Х/Х, Вх12м-Х/Х, Вх21м-Х/Х, Вх22м-Х/Х, Вх11р-Х/Х, Вх12р-Х/Х, Вх21р-Х/Х, Вх22р-Х/Х, Ву1-Х/Х, Ву2-Х/Х и Во2-Х/Х.

Все перечисленные конструктивные модификации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов могут устанавливаться на базовом шасси как с открытой несущей рамой [2], так и в корпусном исполнении [39].

5. Сравнительный анализ вариантов конструктивного исполнения базовых станций

Каждому из указанных вариантов в сравнении с двумя другими присущи как достоинства, так и недостатки. Результаты их анализа сведены в табл. 2. В табл. 3 приведены результаты сравнительного анализа функциональных преимуществ и недостатков различных типов фиксации концевой опоры в рабочем положении.

Таблица 2

Результаты сравнительного анализа конструктивных вариантов места расположения концевой опоры в рабочем состоянии мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов

Конструктивный вариант	Достоинства конструктивного варианта	Недостатки конструктивного варианта
Концевое расположение концевой опоры с опиранием на несущую раму шасси	<ol style="list-style-type: none"> 1. Наибольшая длина концевой опоры. 2. Возможность использования канатной фиксации концевой опоры в рабочем положении. 3. Возможность использования гидравлического тормозного устройства для предохранения концевой опоры от самопрокидывания при ее установке в рабочее положение. 4. Наибольшее число возможных модификаций конструктивного исполнения. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Расположение концевой опоры вблизи линии опрокидывания опорного контура. 2. Опирание концевой опоры на раму базовой станции. 3. Сложность компоновки гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры. 4. Сложность компоновки концевой опоры на раме базового шасси для транспортного положения, весьма узкий диапазон допустимых углов наклона продольной оси опоры, вертикальный габарит

		<p>в транспортном положении близок к нормативному габариту приближения по высоте.</p> <p>5. Обязательное использование аутригеров при проведении погрузочно-разгрузочных операций.</p>
Центральное расположение концевой опоры с опиранием на несущую раму шасси	<ol style="list-style-type: none">1. Расположение концевой опоры практически в центре опорного контура.2. Возможность обеспечения наименьшего вертикального габарита в транспортном положении, наименьшие ограничения по соблюдению вертикальных габаритов при транспортировке к месту эксплуатации авиационным и железнодорожным путем.3. Удобство компоновки концевой опоры на раме базового шасси для транспортного положения, широкий диапазон допустимых углов наклона продольной оси опоры.4. Возможность использования гидравлического тормозного устройства для предохранения концевой опоры от самопрокидывания при ее установке в рабочее положение.	<ol style="list-style-type: none">1. Наименьшая длина концевой опоры.2. Опирание концевой опоры на раму базовой станции.3. Сложность компоновки гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры.4. Невозможность использования канатной фиксации концевой опоры в рабочем положении.5. Обязательное использование аутригеров при проведении погрузочно-разгрузочных операций.6. Наименьшее число возможных модификаций конструктивного исполнения.
Выносное расположение концевой опоры с опиранием на грунт	<ol style="list-style-type: none">1. Наибольшая длина концевой опоры.2. Возможное использование удлиненной шарнирно сочлененной концевой опоры.3. Опирание концевой опоры непосредственно на грунт, низкий уровень нагруженности несущей металлоконструкции базового шасси.4. Простота компоновки гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры, возможность использования гидроцилиндра наименьшей длины.5. Наименьшие массо-габаритные параметры подъемных гидроцилиндров при канатной и канатно-гидравлической фиксации концевой опоры.6. Возможность использования канатной фиксации концевой опоры в рабочем положении.	<ol style="list-style-type: none">1. Повышенный объем подготовительных работ при установке концевой опоры в рабочее положение.2. Наибольший вертикальный габарит в транспортном положении.3. Невозможность использования гидравлического тормозного устройства для предохранения концевой опоры от самопрокидывания при ее установке в рабочее положение.

	<p>7. Возможность использования дополнительного расчаливания концевой опоры в рабочем положении, исключение потери устойчивости и опрокидывания базового шасси.</p> <p>8. Возможно отказаться от использования аутригеров при проведении погрузочно-разгрузочных операций.</p> <p>9. Больше число возможных модификаций конструктивного исполнения.</p>	
--	---	--

Таблица 3

Результаты сравнительного анализа различных типов фиксации концевой опоры мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов в рабочем положении

Тип фиксации	Преимущества	Недостатки
Гидравлическая	<ol style="list-style-type: none">1. Относительные простота процедуры установки концевой опоры в рабочее положение и сопутствующих операций монтажа и демонтажа.2. Возможность использования в качестве средства предварительного натяжения несущего каната.3. Возможность регулировки угла наклона концевой опоры в рабочем положении в широких пределах.4. Быстрое изменение требуемого угла наклона концевой опоры в рабочем положении.	<ol style="list-style-type: none">1. Совмещение двух основных функций - установки концевой опоры в рабочее положение и фиксации концевой опоры при эксплуатации.2. Значительная длина приводного гидроцилиндра.3. Повышенные массо-габаритные размеры и мощность подъемного гидроцилиндра, требуемый объем рабочей жидкости для гидросистемы.4. Наибольшие значения опорных реакций на несущую конструкцию базового шасси при эксплуатации.5. Наибольший уровень нагруженности несущей металлоконструкции базовой станции при установке концевой опоры в рабочее положение и эксплуатации.6. Необходимость использования дополнительных внешних тормозных устройств против самоопрокидывания концевой опоры при ее установке в рабочее положение.7. Сложность обеспечения безопасности базовой станции при возможной аварии в гидросистеме базовой станции.8. Колебательный характер фиксации концевой опоры в рабочем положении при изменении величины эксплуатационных нагрузок.

Канатная	<ol style="list-style-type: none">1. Разделение двух основных функций - установки концевой опоры в рабочее положение и фиксации концевой опоры при эксплуатации.2. Пониженные диаметр и мощность подъемного гидроцилиндра, объем рабочей жидкости для гидросистемы.3. Возможность использования в качестве средства предварительного натяжения несущее-тягового каната.4. Возможность регулировки угла наклона концевой опоры в рабочем положении в широких пределах.5. Возможность отказа от использования дополнительных внешних тормозных устройств против самопрокидывания концевой опоры при ее установке в рабочее положение.6. Дешевизна и простота замены удерживающего каната при проведении ремонтно-восстановительных операций.	<ol style="list-style-type: none">1. Значительная длина приводного гидроцилиндра.2. Колебательный характер фиксации концевой опоры в рабочем положении при изменении величины эксплуатационных нагрузок.3. Сложность обеспечения безопасности базовой станции при возможном обрыве удерживающего каната.
Канатно-гидравлическая	<ol style="list-style-type: none">1. Разделение двух основных функций - установки концевой опоры в рабочее положение и фиксации концевой опоры при эксплуатации.2. Пониженные диаметр и мощность подъемного гидроцилиндра, объем рабочей жидкости для гидросистемы.3. Возможность некоторого уменьшения диаметра удерживающего каната и размеров канатной лебедки.4. Возможность использования в качестве средства предварительного натяжения несущее-тягового каната.5. Возможность регулировки угла наклона концевой опоры в рабочем положении в широких пределах.6. Возможность отказа от использования дополнительных внешних тормозных устройств против самопрокидывания концевой опоры при ее установке в рабочее положение.7. Дешевизна и простота замены удерживающего каната при проведении ремонтно-восстановительных операций.8. Возможность гашения части кинетической энергии концевой опоры при внезапном аварийном обрыве	<ol style="list-style-type: none">1. Значительная длина приводного гидроцилиндра.2. Колебательный характер фиксации концевой опоры в рабочем положении при изменении величины эксплуатационных нагрузок.3. Сложность обеспечения безопасности базовой станции при возможном обрыве удерживающего каната.

	удерживающего каната.	
Штанговая	<ol style="list-style-type: none"> 1. Разделение двух основных функций - установки концевой опоры в рабочее положение и фиксации концевой опоры при эксплуатации. 2. Наименьшая величина опорных реакций на несущую конструкцию базового шасси при эксплуатации. 3. Малая длина и диаметр подъемного гидроцилиндра. 4. Возможность осуществления двухэтапной установки концевой опоры в рабочее положение с помощью вспомогательного подъемного гидроцилиндра. 5. Отсутствие необходимости в использовании дополнительных внешних тормозных устройств против самоопрокидывания концевой опоры при ее установке в рабочее положение. 6. Наибольшая надежность фиксации вследствие минимума риска разрушения в процессе эксплуатации (требуется воздействие высокоэнергетического деструктивного фактора). 7. Точная фиксация концевой опоры в требуемом рабочем положении при изменении эксплуатационных нагрузок во всем диапазоне возможного изменения их величин. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Фиксированный угол наклона концевой опоры в рабочем положении при использовании складывающейся штанги постоянной длины. 2. Повышенная сложность компоновки основного технологического оборудования на базовом шасси. 3. Невозможность использования в качестве средства предварительного натяжения несущего каната. 4. Высокие требования к выбору длины нижней части складывающейся штанги и точности ее изготовления. 5. Наименьшая ремонтпригодность конструкции основного технологического оборудования в целом.

6. Заключение

Рассмотренные в данной статье перспективные варианты конструктивного исполнения концевых базовых станций и компоновки основного технологического оборудования канатной системы и обеспечивающих ее работу механизмов на базе самоходных многоосных колесных спецшасси высокой грузоподъемности и проходимости следует рассматривать как первый шаг к решению объ-

емной и разноплановой проблемы конструирования и изготовления самоходных концевых станций для мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов, обладающих высокими показателями качества, включая высокие показатели надежности, экономичности, технологичности производства, безопасности и экологичности эксплуатации.

Список литературы

1. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с. DOI: 10.5281/zenodo.3551132.
2. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Таричко В.И. Конструкции и основы проектирования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2020. 207 с.
3. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 728 с.
4. Веселов Н.Б. Вездеходные транспортно-технологические машины. Конструкции. Конструирование и расчет. Нижний Новгород: РИ «Бегемот», 2010. 320 с.
5. Мехренцев А.В., Герц Э.Ф., Мартинек Я., Новак Л. Канатные трелевочные установки. Екатеринбург, Брно: УГЛТУ, 2012. 19 с.
6. Guide to managing risks in cable logging. Canberra: Safe Work Australia, 2013.
7. Beňo P., Krilek J., Kováč J., Kozak D., Fragassa C. The Analysis of the New Conception Transportation Cableway System Based on the Tractor Equipment. *FME Transactions* (2018) 46, 17-22. DOI:10.5937/fmet1801017B
8. Special machines – Valentini Teleferiche [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.valentini-teleferiche.it/en/soluzioni/special-machines> (Дата обращения: 03.04.2021).
9. Кочнев Е.Д. Энциклопедия военных автомобилей 1769-2006. М.: За рулем, 2006. 640 с.
10. Проектирование полноприводных колесных машин: в 3-х т. Т.1 / под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 496 с.
11. Гладов Г.И., Вихров А.В., Зайцев С.В., Кувшинов В.В., Павлов В.В. Конструкции многоцелевых гусеничных и колесных машин. М.: Издательский центр «Академия», 2010. 400 с.
12. ПАО «КАМАЗ». Общая информация [Электронный ресурс]. – Режим доступа:

References

1. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and machines for the digital urban environment]. Ros-tov-on-Don, Don State Technical University, 2019. 268 p. DOI: /10.5281/zenodo.3551132 (In Russian)
2. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Konstruktsii i osnovy proektirovaniya mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Structures and design fundamentals of mobile transporting and overloading rope facilities]. Bryansk, RISO BGU, 2020. 207 p. (In Russian)
3. Belousov B.N., Popov S.D. *Kolesnye transportnye sredstva osobo bolshoy grupopodemnosti* [Wheeled vehicles of extra heavy duty]. Moscow, Izdatelstvo MG TU imeni N.E. Bauman, 2006. 728 p. (In Russian)
4. Veselov N.B. *Vezdekhodnye transportno-tekhnologicheskie mashiny. Konstruktsii. Konstruirovaniye i raschet* [All-terrain transport and technological vehicles. Constructions. Design and calculation]. Nizhniy Novgorod, RI Begemot, 2010. 320 p. (In Russian)
5. Mekhrentsev A.V., Gerts E.F., Martinek Ya., Novak L. *Kanatnye trelevochnye ustanovki* [Cable skidders]. Ekaterinburg, Brno, UGLTU, 2012. 19 p. (In Russian)
6. Guide to managing risks in cable logging. Canberra: Safe Work Australia, 2013.
7. Beňo P., Krilek J., Kováč J., Kozak D., Fragassa C. The Analysis of the New Conception Transportation Cableway System Based on the Tractor Equipment. *FME Transactions*, 2018, Vol. 46, pp. 17-22. DOI:10.5937/fmet1801017B.
8. Special machines – Valentini Teleferiche [online]. Available from: <https://www.valentini-teleferiche.it/en/soluzioni/special-machines> (accessed 03 Apr. 2021)
9. Kochnev E.D. *Entsiklopediya voennykh avtomobiley 1769-2006* [Encyclopedia of Military Vehicles 1769-2006]. Moscow, OOO Knizhnoe izdatelstvo Za rulem, 2006. 640 p. (In Russian)
10. *Proektirovaniye polnoprivodnykh kolyosnykh mashin: v 3 t. T.1* [Design of four-

<https://kamaz.ru/about/general-information/>
(Дата обращения: 03.04.2021).

13. Спецавтотехника на шасси КАМАЗ. Набережные Челны: АО «КАМАЗ». 174 с.

14. Брянский автомобильный завод [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://baz32.ru/company/> (Дата обращения: 03.04.2021).

15. Автозавод «УРАЛ» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://uralaz.ru/> (Дата обращения: 03.04.2021).

16. ОАО «МАЗ» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.maz-gruzovik.ru/> (Дата обращения: 03.04.2021).

17. ОАО «Минский завод колесных тягачей» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.mzkt.by/> (Дата обращения: 03.04.2021).

18. The MAN Group [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.corporate.man.eu/en/index.html> (Дата обращения: 03.04.2021).

19. Daimler AG [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.daimler.com/en/> (Дата обращения: 03.04.2021).

20. IVECO Trakker [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.iveco.com/> (Дата обращения: 03.04.2021).

21. Dongfeng Automotive Group Co., Ltd. – Специальные транспортные средства [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.dfmc.com.cn/show/tezhongche.html> (Дата обращения: 03.04.2021).

22. FAW [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.faw.com/> (Дата обращения: 03.04.2021).

23. DAF Track Global [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.daf.com/en> (Дата обращения: 03.04.2021).

24. FreightLiner Trucs [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://freightliner.com/> (Дата обращения: 03.04.2021).

25. Caterpillar [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.caterpillar.com/> (Дата обращения: 03.04.2021).

26. Renault Trucks [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.renault-trucks.com/> (Дата обращения: 03.04.2021).

27. Volvo Truck Global [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [wheel drive wheeled vehicles: in 3 vols. Vol.1\]. Ed. A.A. Polungyan. Moscow, Izdatelstvo MGTU imeni N.E. Baumana, 2008. 496 p. \(In Russian\)](https://www.</p></div><div data-bbox=)

11. Gladov G.I., Vikhrov A.V., Zaytsev S.V., Kuvshinov V.V., Pavlov V.V. *Konstruktsii mnogotselevykh gusenichnykh i kolesnykh mashin* [Designs of multipurpose tracked and wheeled vehicles]. Moscow, Izdatelskiy tsentr «Akademiya», 2010. 400 p. (In Russian)

12. PAO «КАМАЗ». *General information* [site]. Available at: <https://kamaz.ru/about/general-information/> (accessed 03 Apr. 2021). (In Russian)

13. *Spetsavtotekhnika na shassi KAMAZ* [Special vehicles on the KAMAZ chassis]. Naberezhnye Chelny, AO «КАМАЗ». 174 p. (In Russian)

14. *Bryansk Automobile Plant* [site]. Available at: <http://baz32.ru/company/> (accessed 03 Apr. 2021). (In Russian)

15. *URAL Automobile Plant* [site]. Available at: <https://uralaz.ru/> (accessed 03 Apr. 2021). (In Russian)

16. *JSC "MAZ"* [site]. Available at: <https://www.maz-gruzovik.ru/> (accessed 03 Apr. 2021). (In Russian)

17. *JSC "Minsk plant of wheeled tractors"* [site]. Available at: <https://www.mzkt.by/> (accessed 03 Apr. 2021). (In Russian)

18. *The MAN Group* [site]. Available at: <https://www.corporate.man.eu/en/index.html> (accessed 03 Apr. 2021).

19. *Daymleer AG* [site]. Available at: <https://www.daimler.com/en/> (accessed 03 Apr. 2021).

20. *IVECO Trakker* [site]. Available at: <https://www.iveco.com/> (accessed 03 Apr. 2021).

21. *Dongfeng Automotive Group Co., Ltd. – Special vehicles* [site]. Available at: <https://www.dfmc.com.cn/show/tezhongche.html> (accessed 03 Apr. 2021).

22. *FAW* [site]. Available at: <http://www.faw.com/> (accessed 03 Apr. 2021).

23. *DAF Track Global* [site]. Available at: <https://www.daf.com/en> (accessed 03 Apr. 2021).

24. *FreightLiner Trucs* [site]. Available at: <https://freightliner.com/> (accessed 03 Apr. 2021).

- volvotrucks.com/en-en.html (Дата обращения: 03.04.2021).
28. Scania [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.scania.com/> (Дата обращения: 03.04.2021).
29. Mitsubishi Fuso Truck and Bus Corporation [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.mitsubishi-fuso.com/> (Дата обращения: 03.04.2021).
30. Самоходная концевая станция / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, И.А. Лагерев. - Патент РФ на полезную модель № 200827. – Заявл. 12.05.20. Оpubл. 12.11.20. – Бюл. № 32
31. Самоходная концевая станция мобильной канатной дороги / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, В.И. Таричко. - Патент РФ на полезную модель № 204003. – Заявл. 08.12.20. Оpubл. 04.05.21. – Бюл. № 13
32. Самоходная концевая станция мобильной канатной дороги / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, В.И. Таричко. - Патент РФ на полезную модель № 204005. – Заявл. 16.12.20. Оpubл. 04.05.21. – Бюл. № 13
33. Компонировка и силовой анализ технологического оборудования мобильного канатного комплекса / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, И.А. Лагерев, Перминова Д.И. - Свид-во о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2021614929. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 31.03.21. – Бюл. № 4
34. Компонировка и расчет комбинированного механизма подъема и фиксации концевой опоры мобильного канатного комплекса / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, И.А. Лагерев. - Свид-во о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2021617351. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 13.05.21. – Бюл. № 5
35. Компонировка и анализ штангового механизма подъема и фиксации концевой опоры мобильного канатного комплекса / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, И.А. Лагерев. - Свид-во о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2021617498. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 14.05.21. – Бюл. № 5
36. Лагерев И.А., Таричко В.И., Лагерев А.В. Компонировка технологического оборудования на базовом шасси мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета.
25. *Caterpillar* [site]. Available at: <https://www.caterpillar.com/> (accessed 03 Apr. 2021).
26. *Renault Trucks* [site]. Available at: <https://www.renault-trucks.com/> (accessed 03 Apr. 2021).
27. *Volvo Truck Global* [site]. Available at: <https://www.volvotrucks.com/en-en.html> (accessed 03 Apr. 2021).
28. *Scania* [site]. Available at: <https://www.scania.com/> (accessed 03 Apr. 2021).
29. *Mitsubishi Fuso Truck and Bus Corporation* [site]. Available at: <https://www.mitsubishi-fuso.com/> (accessed 03 Apr. 2021).
30. Patent RU 200827, B61B 7/06. *Samokhodnaya kontsevaya stantsiya* [Self-propelled terminal station]. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Declared 12.05.2020. Published 12.11.2020. (In Russian)
31. 1. Patent RU 204003, B61D 7/00, B61D 7/06, B66C 23/16. *Samokhodnaya kontsevaya stantsiya mobilnoy kanatnoy dorogi* [Self-propelled terminal station of the mobile ropeway]. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Declared 08.12.2020. Published 04.05.2021. (In Russian)
32. Patent RU 204005, B61D 7/00, B61D 7/06, B66C 23/16. *Samokhodnaya kontsevaya stantsiya mobilnoy kanatnoy dorogi* [Self-propelled terminal station of the mobile ropeway]. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Declared 16.12.2020. Published 04.05.2021. (In Russian)
33. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. *Komponovka i silovoy analiz tekhnologicheskogo oborudovaniya mobilnogo kanatnogo kompleksa. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [Layout and force analysis of the technological equipment of the mobile rope complex. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2021614929, 2021. (In Russian)
34. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. *Komponovka i raschet kombinirovannogo mekhanizma podema i fiksatsii kontsevoy opory mobilnogo kanatnogo kompleksa. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [Layout and calculation of the combined mechanism for lifting and fixing the end tower of a mo-

УДК (UDC) 624.074.5

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НЕСУЩЕЙ РАМЫ ГРАВИТАЦИОННОГО РОЛИКОВОГО СТЕЛЛАЖА ДЛЯ КОРОБОВ

CALCULATION METHOD OF THE LOAD-BEARING FRAME OF A GRAVITY ROLLER RACK FOR BOXES

Сафронов Е.В., Носко А.Л., Гуськова А.С.
Safronov E.V., Nosko A.L., Guskova A.S.Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (Москва, Россия)
Bauman Moscow State Technical University (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Предлагается методика расчета рамы гравитационного роликового стеллажа для коробов, основанная на раскрытии статической неопределенности системы с помощью уравнений трех моментов. Определяются неизвестные реакции от промежуточных опор, которые обеспечивают общую жесткость конструкции. Находятся максимальные изгибающие моменты по длине всей роликовой планки, рассчитываются статически определимые системы промежуточных опор, передней и задней траверс, боковых профилей. Предлагается метод подбора сечений профилей и рассчитываются их максимальные нормальные напряжения от изгиба, которые сравниваются с допускаемыми.

Ключевые слова: роликовый стеллаж, грузопотоки, грузоподъемность, комплектация, гравитационные полки.

Дата принятия к публикации: 08.09.2021
Дата публикации: 25.09.2021

Сведения об авторах:

Сафронов Евгений Викторович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные системы», ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана),
e-mail: gen-s@mail.ru

ORCID: 0000-0002-4250-7147

Носко Андрей Леонидович – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Подъемно-транспортные системы», ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана),
e-mail: dr.nosko@mail.ru

ORCID: 0000-0003-1382-4095

Гуськова Анна Сергеевна – студент кафедры «Подъемно-транспортные системы», ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана),
e-mail: guskovaa17@mail.ru

Abstract. A method for calculating the frame of a gravity roller rack for boxes based on the disclosure of the static indeterminacy of the system using the equations of three moments is proposed. Unknown reactions from the intermediate supports that provide the overall rigidity of the structure are determined. The maximum bending moments along the length of the entire roller bar are found, and statically definable systems of intermediate supports, front and rear crossbars, and side profiles are calculated. A method for selecting cross-sections of profiles is proposed and their maximum normal bending stresses are calculated, which are compared with the permissible ones.

Keywords: gravity-flow rack, flow of cargo, capacity, order picking, gravity shelf.

Date of acceptance for publication: 08.09.2021
Date of publication: 25.09.2021

Authors' information:

Evgeniy V. Safronov – Candidate Technical Sciences, Assistant Professor of the Department “Lifting and Transport Systems” at Bauman Moscow State Technical University, *e-mail: gen-s@mail.ru*
ORCID: 0000-0002-4250-7147

Andrey L. Nosko – Doctor Technical Sciences, Professor of the Department “Lifting and Transport Systems” at Bauman Moscow State Technical University
e-mail: dr.nosko@mail.ru
ORCID: 0000-0003-1382-4095

Anna S. Guskova – student, Department “Lifting and Transport Systems” at Bauman Moscow State Technical University, *e-mail: guskovaa17@mail.ru*

1. Введение

Процесс комплектации заказов является одним из самых важных и затратных при функционировании складов. Согласно [1-4] количество трудозатрат на процесс отбора заказов составляет 55...70% от всех трудозатрат на складе. При этом как показывают исследования, около 50% временных затрат при комплектации заказов в типовом распределительном центре занимает перемещение оператора между местами хранения различных наименований продукции. Поэтому в большинстве случаев именно минимизация времени перемещения является основным критерием оценки процесса комплектации [5].

Одной из систем комплектации заказов на складах штучных грузов является отбор из гравитационных стеллажей для коробов. Преимуществами такого способа отбора в сравнении с полочными стеллажами является более высокая производительность, большой запас грузов для комплектации и, соответственно, меньшая частота их пополнения, соблюдение принципа FIFO («первый поступил – первый выдан»), разделение грузопотоков пополнения грузов и отбора. При этом недостатками являются высокая стоимость гравитационных стеллажей, трудоёмкость и стоимость обслуживания [6].

Гравитационный роликовый стеллаж для коробов (рис. 1) состоит из стоек, соединенных между собой несущими полками 1, на которых устанавливаются на зацепах роликовые планки, образующие роликовое полотно. Каждая полка состоит из боковых профилей 2, передней и задней траверс 3 и поперечных по отношению к движению груза промежуточных опор 4, которые устанавливаются (как правило, привариваются) для повышения прочности и жесткости несущей полки. Роликовое полотно, состоящее из роликовых планок 5, расположено под углом 6% к горизонту, что обеспечивает скатывание по нему коробов 6 с грузом под действием силы тяжести.

Одним из основных элементов гравитационного стеллажа для коробов является несущая полка, глубина L которой может достигать 5...6 м, а ширина B – 3,5...4 м. С це-

лью снижения металлоёмкости и трудоёмкости изготовления несущих полок необходимо разработать методику расчета несущей полки и её основных элементов – роликовой планки, промежуточных опор, боковых профилей, передней и задней траверс.

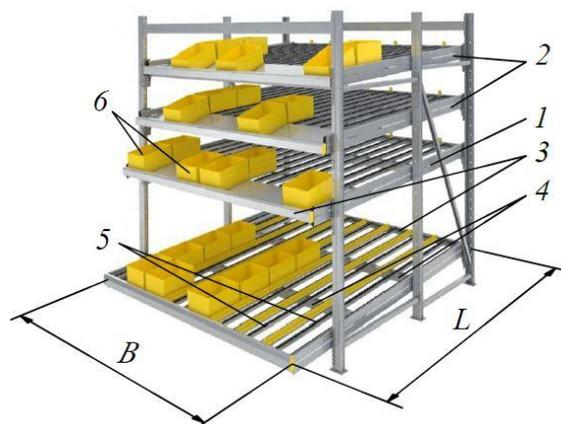


Рис.1. Общий вид гравитационного роликового стеллажа для коробов

Современное стеллажное оборудование предлагает различные конструктивные исполнения несущих профилей и крепежных элементов, отвечающих особенностям поставленных задач и функций перед складским комплексом. Как правило, стеллажные полки должны быть достаточно мобильны, чтобы обеспечить возможность трансформации мест складирования при различных формах и габаритных размерах обслуживаемого груза. Данное требование достигается изменением уровней расположения гравитационных полок относительно перфорированных стоек с использованием уникальных крепежных элементов, позволяющих варьировать высоту крепления в малых диапазонах, а также изменением положений роликовых планок и разделителей гравитационных потоков относительно друг друга. Поэтому геометрия изготавливаемых профилей должна выполняться таким образом, чтобы все составляющие элементы стеллажа легко соединялись, были компактны для условий транспортировки на место монтажа оборудования и отвечать требованиям прочности и технологичности. Как правило, сложная форма профилей с большим количеством изгибов обеспечивает повышенную прочность и устойчивость элементов конструкции и по-

зволяет использовать металл небольшой толщины [7-8].

Чтобы получить высокое качество изготавливаемой продукции при минимальных затратах человеческого труда и повысить объемы продаж с увеличением эффективности работы компании используют автоматизированные процессы расчета и проектирования стеллажного оборудования [9]. В данной работе предлагается методика расчета несущей рамы гравитационного стеллажа для коробов, учитывающая количество и габариты грузопотоков, предъявляемых в качестве технического задания и нацеленная во внедрение в программный модуль, который будет использоваться с целью сокращения времени на этапе подготовки коммерческого предложения.

Целью данной работы является разработка универсальной методики расчета несущей полки гравитационного стеллажа для коробов.

2. Расчет рамы гравитационного стеллажа

Расчетная схема гравитационного роликового стеллажа для коробов приведена на рис. 2, где 1 – роликовые планки, 2 – промежуточные опоры, 3 – передняя траверса, 4 – задняя траверса, 5 – боковой профиль.

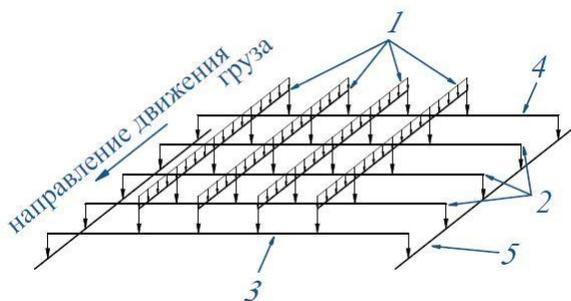


Рис. 2. Расчетная схема гравитационного роликового стеллажа для коробов

Расчет несущей рамы гравитационного стеллажа для коробов проводится поэтапно. На первом этапе проводится расчет роликовой планки для определения нагрузки, которую планка передает на промежуточную опору. На втором этапе, раскрыв статическую неопределенность роликовой планки, осуществляется расчет несущей рамы полки гравитационного стеллажа начиная с проме-

жуточной опоры и траверс, так как нагрузки на них определяются реакциями роликовой планки, и заканчивая расчетом бокового профиля.

2.1. Расчет роликовой планки

Исходными данными для расчета роликовой планки являются: L – глубина роликового полотна, м; B – ширина роликового полотна, м; k_n – количество грузовых потоков (рис. 3), шт; F_n – нагрузка на грузовой поток, Н; n – количество промежуточных опор, шт.

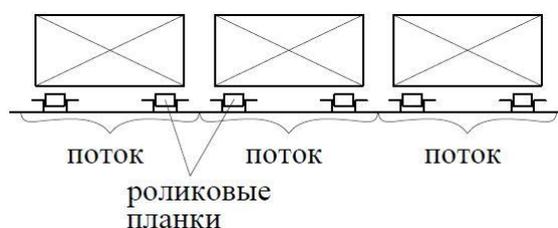


Рис. 3. Расположение грузовых потоков

Рассмотрим расчетную схему роликовой планки, которая представлена в виде балки с распределенной по ней нагрузкой от коробов (рис. 4):

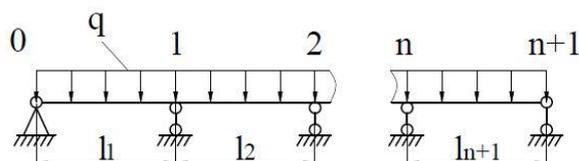


Рис. 4. Схема распределения нагрузки на роликовую планку

Степень статической неопределенности такой системы равна числу промежуточных опор:

$$k = n.$$

Здесь q – распределенная нагрузка на одну роликовую планку:

$$q = \frac{1}{2} \frac{F_n}{L},$$

где $L = \sum_{i=1}^{n+1} l_i$, при $i = 1, 2, \dots, n, (n+1)$.

Для выбора основной системы [10] в тело балки введем шарниры над промежуточными опорами. В этом случае неизвестными будут изгибающие моменты на промежуточ-

При решении уравнений равновесия для каждого из пролетов, получаем:

$$R_{n,n} = \frac{ql^2}{2} + M_{n-1} - M_n; \quad (6)$$

$$R_{n,n+1} = \frac{ql^2}{2} - M_n + M_{n+1}. \quad (7)$$

где первый индекс реакции опоры обозначает ее номер, а второй – номер пролета.

Реакции в каждой промежуточной опоре:

$$R_n = R_{n,n} + R_{n,n+1}, [H]. \quad (8)$$

Максимальный изгибающий момент по всей длине балки равен наибольшему из всех найденных экстремумов в каждом из пролетов [10]:

$$M_{\max} = \max\{M_x^1(x_{\max}), M_x^2(x_{\max}), \dots, M_x^{n+1}(x_{\max})\}. \quad (9)$$

Как показали расчеты по формулам (1) - (9), в независимости от количества промежуточных опор, максимальная реакция будет приходиться на первую промежуточную опору, а максимальный изгибающий момент будет всегда на месте правой опоры первого пролета.

В подтверждение этому в табл. 1 приведены значения реакций многопролетной неразрезной роликовой планки от груза, передающего нагрузку $q = 225$ Н/м по всей ее длине $L = 2,7$ м.

Как видно из табл. 1, максимальные значения реакций при любом количестве промежуточных опор приходятся на первую опору (R_1).

Таблица 1

Реакции в опорах неразрезной многопролетной балки в зависимости от количества промежуточных опор

Реакции в опорах, Н	Количество промежуточных опор, шт.									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R_0	42,19	30,00	22,10	17,76	14,78	12,68	11,09	9,86	8,87	8,07
R_1	140,63	82,50	64,29	50,92	42,55	36,44	31,89	28,35	25,51	23,19
R_2	42,19	82,50	52,23	43,82	36,06	31,01	27,11	24,10	21,69	19,72
R_3	-	30,00	64,29	43,82	38,22	32,37	28,41	25,24	22,72	20,65
R_4	-	-	22,10	50,92	36,06	32,37	27,98	24,95	22,44	20,40
R_5	-	-	-	17,76	42,55	31,01	28,41	24,95	22,53	20,46
R_6	-	-	-	-	14,78	36,44	27,11	25,24	22,44	20,46
R_7	-	-	-	-	-	12,68	31,89	24,10	22,72	20,40
R_8	-	-	-	-	-	-	11,09	28,35	21,69	20,65
R_9	-	-	-	-	-	-	-	9,86	25,51	19,72
R_{10}	-	-	-	-	-	-	-	-	8,87	23,19
R_{11}	-	-	-	-	-	-	-	-	-	8,07

Возникающие изгибающие моменты в роликовой планке представим графически (рис. 6) в виде эпюр моментов для трех случаев – системы нагружения с одной, тремя и пятью промежуточными опорами.

Как видно из графиков (рис.6), максимальное значение моментов приходится на первую промежуточную опору.

Очевидно, что с увеличением количества промежуточных опор максимальный изгибающий момент будет уменьшаться (рис. 7).

Определив максимальный изгибающий момент в роликовой планке, задаем ей поперечное сечение и вычисляем возникающее в ней максимальное напряжение.

Расчетное напряжение изгиба:

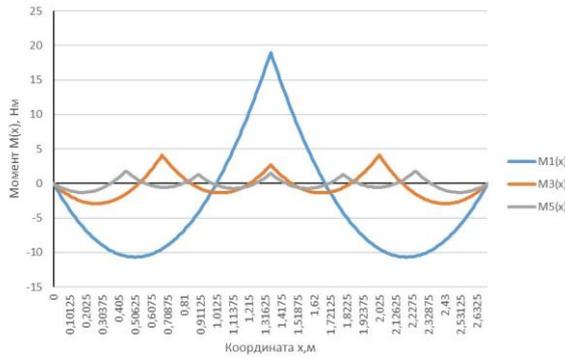


Рис. 6. Эпюры изгибающих моментов в роликовой планке для системы с 1, 3 и 5 промежуточными опорами

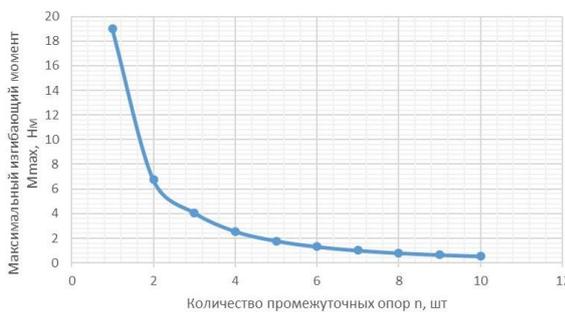


Рис. 7. Зависимость значения максимального изгибающего момента от количества промежуточных опор

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_x} K, \quad (10)$$

где W_x – момент сопротивления, м^3 , K – коэффициент запаса.

Это значение нужно сравнить с допустимым напряжением для материала, из которого выполнена роликовая планка:

$$\sigma \leq [\sigma]. \quad (11)$$

После подбора поперечного сечения переходим к расчету несущей рамы, состоящей из промежуточных опор, передней и задней траверс и боковых профилей.

2.2. Расчет промежуточной опоры

Так как максимальные нагрузки приходятся на первую промежуточную опору, то расчет будем проводить для нее. В таком случае сосредоточенные нагрузки равны

$$F = R_1,$$

где R_1 – реакция роликовой планки от первой промежуточной опоры.

Примем расположение роликовых планок как показано на рис. 8.

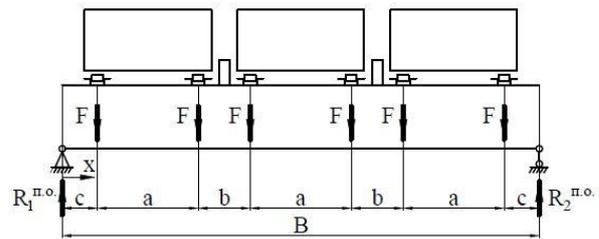


Рис. 8. Расположение роликовых планок на промежуточной опоре

Как видно из рис. 8, ширина полотна (или длина промежуточной опоры) B равна:

$$B = k_n a + (k_n - 1)b + 2c,$$

где a – шаг роликовых планок одного грузового потока, м ; b – расстояние между роликовыми планками соседних грузовых потоков, м ; c – отступ роликовой планки от края промежуточной опоры, м .

Реакции R в местах крепления промежуточной опоры находятся следующим образом:

$$R_1^{n.o.} = R_2^{n.o.} = R = Fk_n. \quad (12)$$

Уравнение моментов для промежуточной опоры составляется относительно левой опоры (рис. 8).

Очевидно, что экстремум функции изгибающего момента будет находиться в середине пролета промежуточной опоры ($x_{\max} = B/2$).

Для случая с одним потоком грузов максимальный момент будет определяться следующим образом:

$$M_1^{\max} = Fc.$$

Для остальных случаев можно вывести зависимости в соответствии с формулой (12):

- если число потоков k_n является нечетным (при $i = 3, 5, 7, \dots, k_n$)

$$M_{k_n}^{\max} = F \left(k_n c + \sum_{i=3}^{k_n} (i-1)a + \sum_{i=3}^{k_n} (i-2)b \right);$$

- если число потоков k_n является четным (при $j = 2, 4, 6, \dots, k_n$)

$$M_{k_n}^{\max} = F \left(k_n c + \sum_{j=2}^{k_n} (j-1)a + \sum_{j=2}^{k_n} (j-2)b \right).$$

Далее необходимо подобрать сечение промежуточной опоры, для ее последующего расчета на прочность.

В качестве промежуточной опоры можно взять сортовой прокат с уже заданными параметрами сечения. Для этой задачи подойдет профиль прямоугольной трубы или швеллера.

Подбор сечения осуществляем по формулам (10) - (11).

2.3. Расчет передней и задней траверс

Как видно из рис. 2, передняя и задняя траверсы нагружены точно таким же образом, как и промежуточные опоры. Поэтому расчет изгибающих моментов проводится по уже рассмотренной методике.

Поперечные сечения подбираются из условия удобства крепления на траверсы роликовых планок и с учетом условий прочности, выраженных через формулы (10) – (11) для материала, из которого выполнены траверсы.

2.4. Расчет бокового профиля

Так как промежуточные опоры, передняя и задняя траверсы имеют одинаковую расчетную схему нагружения, в данной работе с целью упрощения расчета примем, что сосредоточенные нагрузки на продольный профиль равны между собой и определяются реакциями от первой промежуточной опоры.

Таким образом, сосредоточенные нагрузки на боковые профили:

$$F^{\delta.n.} = R_1^{n.o.} = R, [H],$$

где $R_1^{n.o.}$ – реакция промежуточной опоры от бокового профиля.

Расчет бокового профиля проведем по схеме, изображенной на рис. 9.

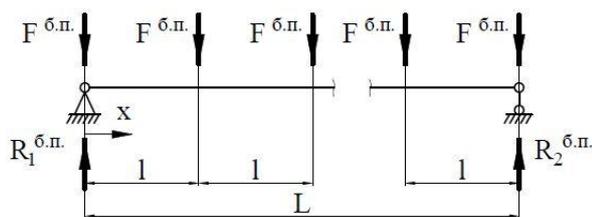


Рис. 9. Расчетная схема бокового профиля

Тогда реакции $R^{\delta.n.}$ в местах крепления бокового профиля:

$$R_1^{\delta.n.} = R_2^{\delta.n.} = R^{\delta.n.} = \frac{F^{\delta.n.}(n+2)}{2}, \quad (13)$$

где n – количество промежуточных опор.

С найденными значениями реакций в опорах $R^{\delta.n.}$ переходим к определению максимального изгибающего момента.

Получение уравнений изгибающего момента для бокового профиля проводится аналогичным способом, рассмотренным для расчета промежуточной опоры.

Экстремум функции находится в середине профиля ($x_{\max} = L/2$).

Максимальный изгибающий момент находится для следующих случаев в соответствии с формулой (13):

- если число промежуточных опор n является нечетным (при $i = 1, 3, 5, \dots, n$)

$$M_n^{\max} = \frac{1}{4} FL + \frac{FL}{n+1} \sum_{i=1}^n \frac{i-1}{2};$$

- если число промежуточных опор n является четным (при $i = 2, 4, 6, \dots, n$)

$$M_n^{\max} = \frac{FL}{n+1} \sum_{i=2}^n \frac{i}{2}.$$

Далее осуществляем подбор сечения по формулам (10) - (11).

3. Заключение

На основании проведенных расчетов установлено, что при равномерном нагружении роликовых планок с равными пролетами, максимально нагруженной является первая промежуточная опора, что позволяет подойти к вопросу о рациональности использования всех промежуточных опор с одинаковыми прочностными свойствами. Так как одним из основных параметров при подборе и проектировании стеллажного оборудования является суммарная металлоемкость всех его составляющих, как показателя стоимости выходного изделия, стоит рассмотреть зависимость изменения прочностных характеристик конструкции от определяющих размеров несущих профилей стеллажа.

Расчет бокового профиля в работе произведен упрощенно, так как сосредоточенные нагрузки, приложенные к нему, приняты рав-

ными максимальному возникающему значению, что удобно с точки зрения того, что нет необходимости рассчитывать все промежуточные опоры. Но, с другой стороны, конечный результат приведет к завышенным на-

пряжениям. В таком случае можно сравнить возникающие напряженные состояния в продольном профиле при упрощенных и реальных нагрузках и полученную погрешность привести как коэффициент запаса.

Список литературы

1. Bartholdi III J.J., Hackman S.T. Warehouse and Distribution Science Release 0.94. Atlanta, GA: The Supply Chain and Logistics Institute, School of Industrial and Systems Engineering, Georgia Institute of Technology, 2011. 300 p.

2. Baumann H. Order Picking Supported by Mobile Computing. PhD Dissertation. University of Bremen, 2013. 190 p.

3. Coyle J., Bardi E., Langley J. The Management of Business Logistics: A Supply Chain Perspective. Mason, OH: South-Western/Thomson Learning, 2003. 707 p.

4. Nave M. Einführung und Grundlagen // Kommissionierung: Effizient Picken und Packen. Handbuch / ed. by M. Pulverich, J. Schietinger. München: Verlag Heinrich Vogel, 2009. P. 16–29. (in German).

5. Коробков Е.В. Процесс комплектования заказов на складе. Обзор // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2015. №3. С. 153-183.

6. Буркацкий М.А. Эффективность комплектования товаров на торговых складах // Логистические системы в глобальной экономике. 2016. №6. С. 412-415.

7. Сергеев М. Производство стеллажей: семь признаков качества. // Логистика. 2012. №11. С. 20-21.

8. ООО «Торговый дом КИФАТО МК» – лидер российского рынка зацепных стеллажных конструкций // Логистика». 2013. №4. С 16-17.

9. Носко А.Л., Сафронов Е. Автоматизация процессов расчета и проектирования стеллажного оборудования: как повысить эффективность работы компании // Логистика. 2012. №4. С. 48-50.

10. Феодосьев В.И. Соппротивление материалов. М.: Наука, 1986. 512 с.

References

1. Bartholdi III J.J., Hackman S.T. Warehouse and Distribution Science Release 0.94. Atlanta, GA: The Supply Chain and Logistics Institute, School of Industrial and Systems Engineering, Georgia Institute of Technology, 2011. 300 p.

2. Baumann H. Order Picking Supported by Mobile Computing. PhD Dissertation. University of Bremen, 2013. 190 p.

3. Coyle J., Bardi E., Langley J. The Management of Business Logistics: A Supply Chain Perspective. Mason, OH: South-Western/Thomson Learning, 2003. 707 p.

4. Nave M. Einführung und Grundlagen. In: *Kommissionierung: Effizient Picken und Packen. Handbuch / ed. by M. Pulverich, J. Schietinger*. München: Verlag Heinrich Vogel, 2009. P. 16–29. (in German).

5. Korobkov E.V. Warehouse order-picking process. Review. *Nauka i obrazovanie*, 2015, No.5, pp. 153-183. (In Russian)

6. Burkatskiy M.A. The effectiveness of bundling products on retail warehouse. *Logisticheskie sistemy v globalnoj ekonomike*. 2016, №6, pp. 412-415. (In Russian)

7. Sergeev M. Proizvodstvo stellazhey: sem priznakov kachestva. *Logistika*, 2012, №11, pp. 20-21. (In Russian)

8. ООО «Торговуу дом КИФАТО МК» – лидер rossiyskogo rynka zatsepnykh stellazhnykh konstruktsiy. *Logistika*, 2013, №4, pp. 16-17.

9. Nosko A., Safronov E. Avtomatizatsiya protsessov rascheta i proektirovaniya stelzhnogo oborudovaniya: kak povysit efektivnost raboty kompanii. *Logistika*, 2012, №4, pp. 48-50.

10. Feodosev V.I. *Soprotivleniye materialov [Strength of materials]*. Moscow, Nauka, 1986. 512 p. (In Russian)

УДК (УДК) 681.5.017

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ ПОВОРОТА КОЛЕСНЫХ
ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИНMATHEMATICAL MODELS OF WHEEL TURNING PROCESSES
ROAD CONSTRUCTION VEHICLESСухарев Р.Ю.
Sukharev R. Yu.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Строительство автомобильных дорог – это сложный, многоэтапный процесс. Большинство работ при строительстве выполняются по проектам сооружений и к качеству выполнения предъявляются достаточно высокие требования. Выполнение данных требований сопряжено с большими трудностями в виду ограниченной точности самой дорожно-строительной машины, отсутствия бортовых систем контроля и ограниченных возможностей человека-оператора, который не в состоянии «на глаз» определить требуемые точностные параметры возводимого сооружения. Для обеспечения предъявляемых требований используются трехмерные системы управления, которые позволяют определить три координаты рабочего органа машины – вертикальную координату и расположение машины на строительной площадке. При этом основой должен выступать цифровой проект возводимого сооружения. Система определяет текущее положение и сравнивает его с проектом. На основании этой информации формируется управляющее воздействие на рабочий орган машины. Курс движения и скорость машины при использовании подобных систем определяются оператором машины. Дальнейшим развитием данных систем должны стать четырехмерные системы – в которых на систему управления возлагаются все управляющие воздействия, начиная от расчета траектории движения машины, выбора скорости, определения необходимого числа проходов и заканчивая управлением положением рабочего органа машины в каждый момент времени. Для функционирования данных систем необходимы адекватные математические модели процессов поворота дорожно-строительных машин с различными вариантами рулевого управления.

Ключевые слова: дорожно-строительная машина, автогрейдер, система управления, математическая модель, поворот, рулевое управление, траектория.

Дата принятия к публикации: 27.08.2021
Дата публикации: 25.09.2021

Сведения об авторе:

Сухарев Роман Юрьевич – кандидат техниче-



Abstract. The construction of highways is a complex, multi-stage process. Most of the construction works are carried out according to the projects of structures and quite high requirements are imposed on the quality of execution. The fulfillment of these requirements is associated with great difficulties in view of the limited accuracy of the road construction machine itself, the lack of on-board control systems and the limited capabilities of the human operator, who is unable to determine the required exact parameters of the structure being built "by eye". To meet the requirements, three-dimensional control systems are used, which allow determining 3 coordinates of the working order of the machine – the vertical coordinate and the location of the machine on the construction site. At the same time, the digital project of the constructed structure should be the setter in such a system. The system determines the current position and compares it with the project. On the basis of this information, a control effect on the operating organ of the machine is formed. The course of movement and the speed of the machine when using such systems are determined by the machine operator. Further development of these systems should be four-dimensional systems – in which all control actions are assigned to the control system, starting from calculating the trajectory of the machine, choosing the speed, determining the required number of passes and ending with controlling the position of the working body of the machine at each moment of time. For the functioning of these systems, adequate mathematical models of the turning processes of road construction machines with different steering options are necessary.

Keywords: road construction machine, grader, control system, mathematical model, turning, steering, trajectory.

Date of acceptance for publication: 27.08.2021
Date of publication: 25.09.2021

Author's information:

Roman Yu. Sukharev – Candidate of Technical

ских наук, доцент, доцент кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: suharev_ry@mail.ru

ORCID: 0000-0002-2627-8110

† Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Department «Automation of Production Processes and Electrical Engineering» at Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), e-mail: suharev_ry@mail.ru

† ORCID: 0000-0002-2627-8110

1. Введение

Для создания беспилотных, роботизированных дорожно-строительных машин необходимо располагать уравнениями кинематики и динамики криволинейного движения. В научной литературе многими авторами с различными допущениями приводятся уравнения поворота и криволинейного движения колесных дорожно-строительных машин [1, 4, 5, 7, 10].

Все известные колесные дорожно-строительные машины можно разбить на 3 типа рулевого управления: с поворотными колесами (передними или задними), с шарнирно-сочлененной рамой и с шарнирно-сочлененной рамой и поворотными колесами [1, 3, 6, 8, 9].

В данной работе представлено математическое описание процесса поворота колесных дорожно-строительных машин с передними управляемыми колесами, шарнирно-сочлененной рамой, шарнирно-сочлененной рамой и передними управляемыми колесами. Представлены математические модели процесса поворота в обозначениях MATLAB Simulink, приведены некоторые примеры расчетов по математическим моделям, в частности движение машины по кругу. Проанализированы уравнения разницы радиусов поворота передней и задней осей дорожно-строительных машин, которая существенно влияет на ширину габаритного коридора, даны соотношения параметров, позволяющие обеспечить движение передних и задних колес по одной колее.

При составлении математических моделей были приняты допущения: буксование колес не учитывается, люфты в шарнирах отсутствуют, рассматриваются траектории движения средних точек передней и задней осей, балансирные тележки отсутствуют.

2. Дорожно-строительная машина с передними поворотными колесами

Траектория движения – это линия в пространстве (в данном случае на плоскости), по которой движется тело. Траектория движения дорожно-строительной машины в правой прямоугольной системе координат с передними поворотными колесами определяется одним конструктивным параметром (длина базы машины L), одним технологическим параметром (угол поворота передних управляемых колес α_K) и тремя начальными условиями движения (γ_0, x_0, z_0) – начальными условиями интегрирования.

На рис. 1 представлена плоская расчетная схема поворота дорожно-строительной машины с передними поворотными колесами. Поворот рассмотрен в плоскости OXZ . Радиусы поворота R_{II}, R_3 перпендикулярны плоскостям вращения колес, соответственно передним и задним, и пересекаются в точке O_{II} (центр поворота). Угол между R_{II} и R_3 равен углу поворота передних колес α_K . Вектор скорости центральной точки заднего моста \bar{V} направлен вдоль продольной оси машины.

При повороте дорожно-строительной машины с передними поворотными колесами (рис. 1) элементарное перемещение dS центральной точки заднего моста O_3 можно определить по формуле:

$$dS = R_3 d\gamma, \quad (1)$$

где R_3 – радиус поворота центральной точки заднего моста; γ – угол поворота продольной оси дорожно-строительной машины относительно оси OX , откуда

$$|\bar{V}| dt = R_3 d\gamma; \quad (2)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{dt} = \frac{|\bar{V}|}{R_3}; \quad (3)$$

$$\gamma = \int_0^t \dot{\gamma} dt + \gamma_0. \quad (4)$$

Следовательно, угловая скорость поворота рамы дорожно-строительной машины прямо пропорциональна скорости и обратно

пропорциональна радиусу поворота заднего моста.

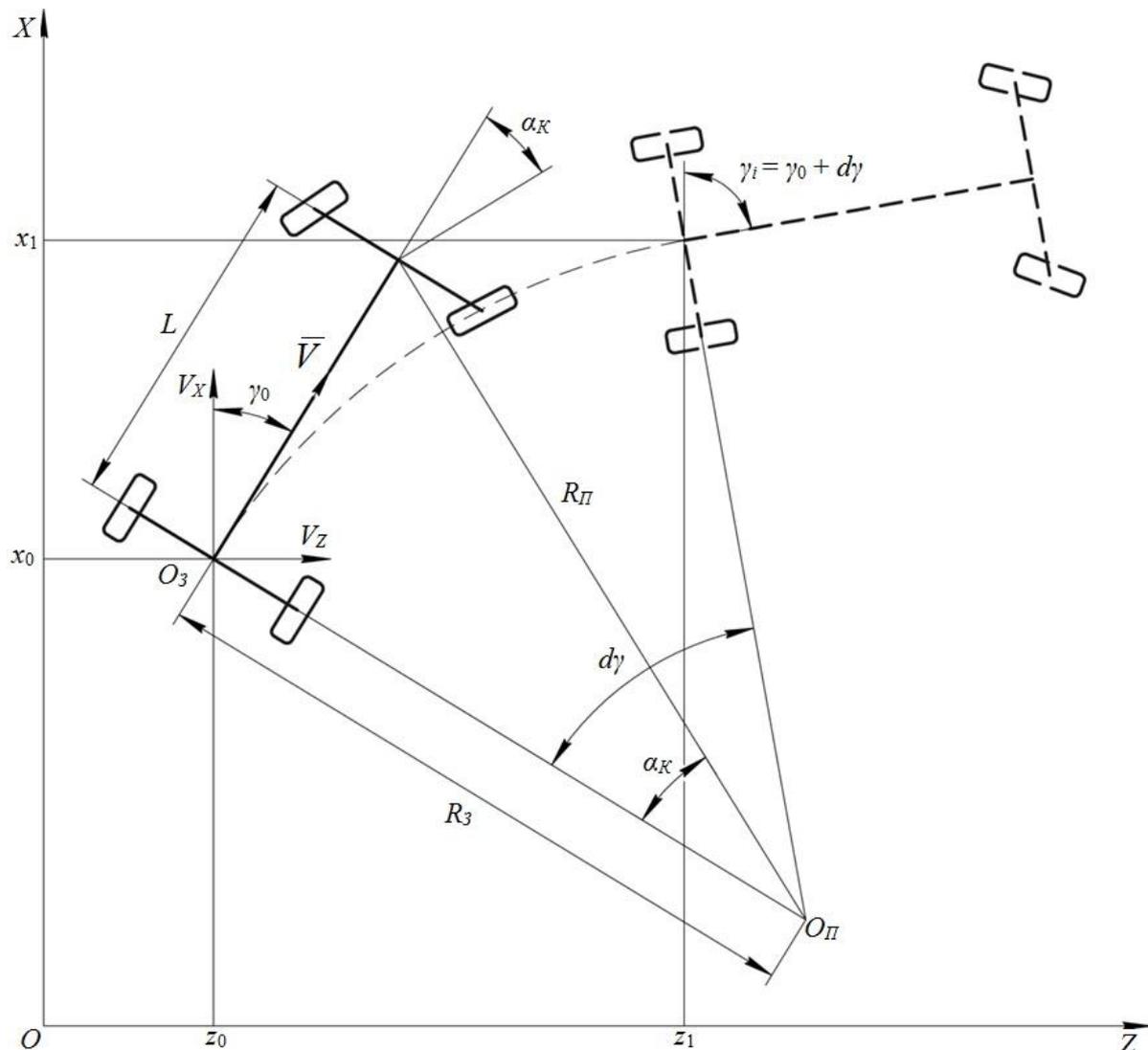


Рис. 1. Плоская расчетная схема поворота дорожно-строительной машины с передними поворотными колесами

Радиусы поворота дорожно-строительной машины с передними поворотными колесами можно определить по формулам [1, 4, 5, 10]:

$$R_З = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_K}; \quad (5)$$

$$R_П = \frac{L}{\sin \alpha_K}, \quad (6)$$

где $R_П$ – радиус поворота центра передней оси дорожно-строительной машины.

Необходимо отметить, что радиусы поворота дорожно-строительной машины не за-

висят от скорости движения машины V и пропорциональны длине базы L . С увеличением α_K радиусы поворота уменьшаются [2].

Передняя ось машины движется по большему радиусу $R_П > R_З$. Это увеличивает габаритный коридор при криволинейном движении машины. Отношение радиусов поворота [10]

$$\frac{R_П}{R_З} = \frac{1}{\cos \alpha_K} \geq 1. \quad (7)$$

С увеличением α_K отношение радиусов поворота увеличивается. При $\alpha_K = 0$ (прямолинейное движение) передние и задние ко-

леса идут по одной колее. Необходимо отметить, что отношение радиусов поворота определяется только одним параметром – углом поворота передних колес α_K и не зависит ни от длины базы машины L , ни от скорости движения машины V .

Разность радиусов поворота существенно влияет на ширину габаритного коридора [2, 5, 10]

$$\Delta R = R_{II} - R_3 = L \frac{1 - \cos \alpha_K}{\sin \alpha_K} = L \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_K}{2}, \quad (8)$$

и определяется двумя параметрами: длиной базы машины L и углом поворота передних колес α_K , как видно из рис. 2.

Подставив формулу (5) в формулу (3) получаем

$$\dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{dt} = \frac{|\vec{V}|}{L} \operatorname{tg} \alpha_K; \quad (9)$$

$$\gamma = \int_0^t \dot{\gamma} dt + \gamma_0. \quad (10)$$

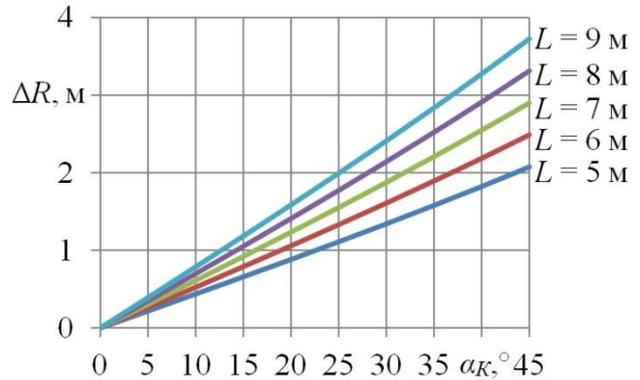


Рис. 2. Зависимость разности радиусов ΔR от угла поворота передних колес α_K для различных длин базы L

Следовательно, угловая скорость поворота рамы дорожно-строительной машины прямо пропорциональна скорости машины, тангенсу угла поворота передних колес и обратно пропорциональна длине базы машины.

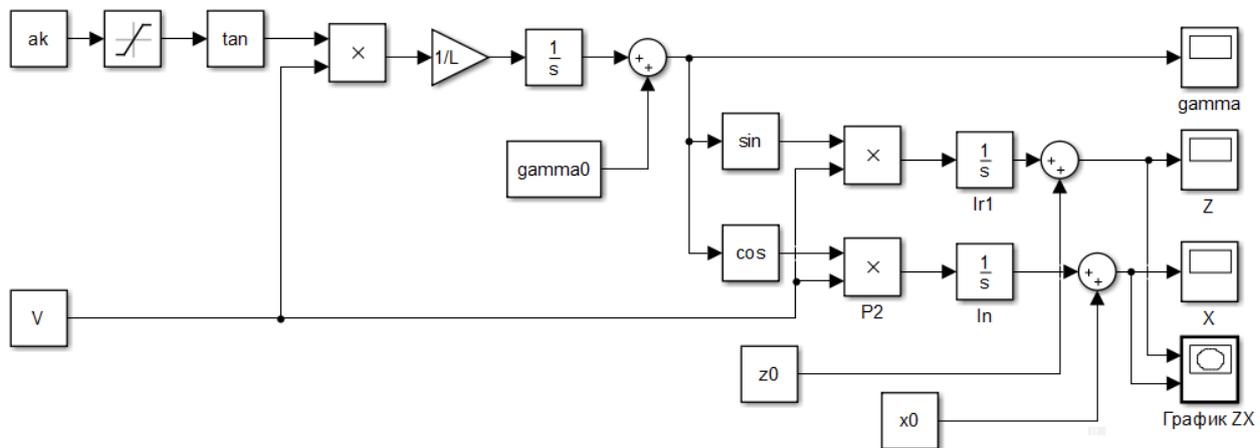


Рис. 3. Структурная схема математической модели поворота дорожно-строительной машины с передними поворотными колесами в обозначениях MATLAB Simulink

Вектор скорости центральной точки заднего моста можно разложить на проекцию скорости по оси Z :

$$V_Z = |\vec{V}| \sin \gamma. \quad (11)$$

или

$$\dot{z} = \frac{dz}{dt} = |\vec{V}| \sin \gamma; \quad (12)$$

$$z = \int_0^t \dot{z} dt + z_0. \quad (13)$$

и по оси X :

$$V_X = |\vec{V}| \cos \gamma. \quad (14)$$

или

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = |\vec{V}| \cos \gamma; \quad (15)$$

$$x = \int_0^t \dot{x} dt + x_0. \quad (16)$$

Совокупность формул (9) – (16) можно представить в виде структурной схемы ма-

тематической модели движения дорожно-строительной машины с передними поворотными колесами (рис. 3).

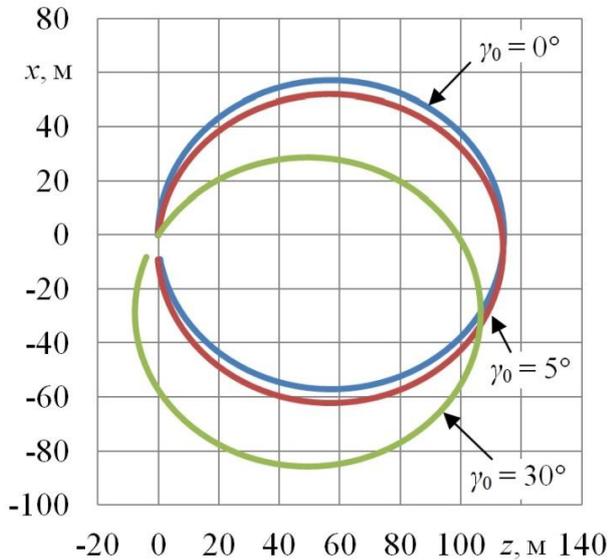


Рис. 4. Примеры расчетов по математической модели дорожно-строительной машины с передними поворотными колесами при начальных значениях $z_0 = 0$; $x_0 = 0$; $\gamma_0 = 0^\circ, 5^\circ, 30^\circ$

На рис. 4 приведены примеры расчетов по математической модели (рис. 3) для условий: $L = 5$ м, $V = 5$ м/с, $\alpha_K = 5^\circ$. Время моделирования – 70 с. Графики траекторий соответствуют разным углам начальной ориентации дорожно-строительной машины γ_0 ($0^\circ, 5^\circ, 30^\circ$).

3. Дорожно-строительная машина с шарнирно-сочлененной рамой

На рис. 5 представлена плоская расчетная схема поворота дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой. При рассмотрении поворота дорожно-строитель-

ной машины с шарнирно-сочлененной рамой будут справедливы формулы (1) – (3).

Радиусы поворота центров осей дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой можно определить по формулам [1, 4, 5]:

$$R_3 = \frac{L_2 \cdot \cos \alpha_P + L_1}{\sin \alpha_P}; \quad (17)$$

$$R_{II} = \frac{L_1 \cdot \cos \alpha_P + L_2}{\sin \alpha_P}, \quad (18)$$

где L_1 – длина передней полурамы; L_2 – длина задней полурамы; α_P – угол складывания полурам.

Разность радиусов поворота дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой может быть найдена по формуле [2, 5]

$$\Delta R = R_{II} - R_3 = (L_2 - L_1) \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_P}{2} \quad (19)$$

и определяется тремя параметрами: разницей длин полурам машины и углом складывания полурам α_P .

Подставив формулу (17) в формулу (3) получим

$$\dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{dt} = \frac{|\vec{V}| \cdot \sin \alpha_P}{L_2 \cdot \cos \alpha_P + L_1}; \quad (20)$$

$$\gamma = \int_0^t \dot{\gamma} dt + \gamma_0. \quad (21)$$

Вектор скорости центральной точки заднего моста можно разложить на проекции скорости по осям Z и X по формулам (11) – (16).

Совокупность формул (20) – (21), (11) – (16) можно представить в виде структурной схемы математической модели движения дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой (рис. 6).

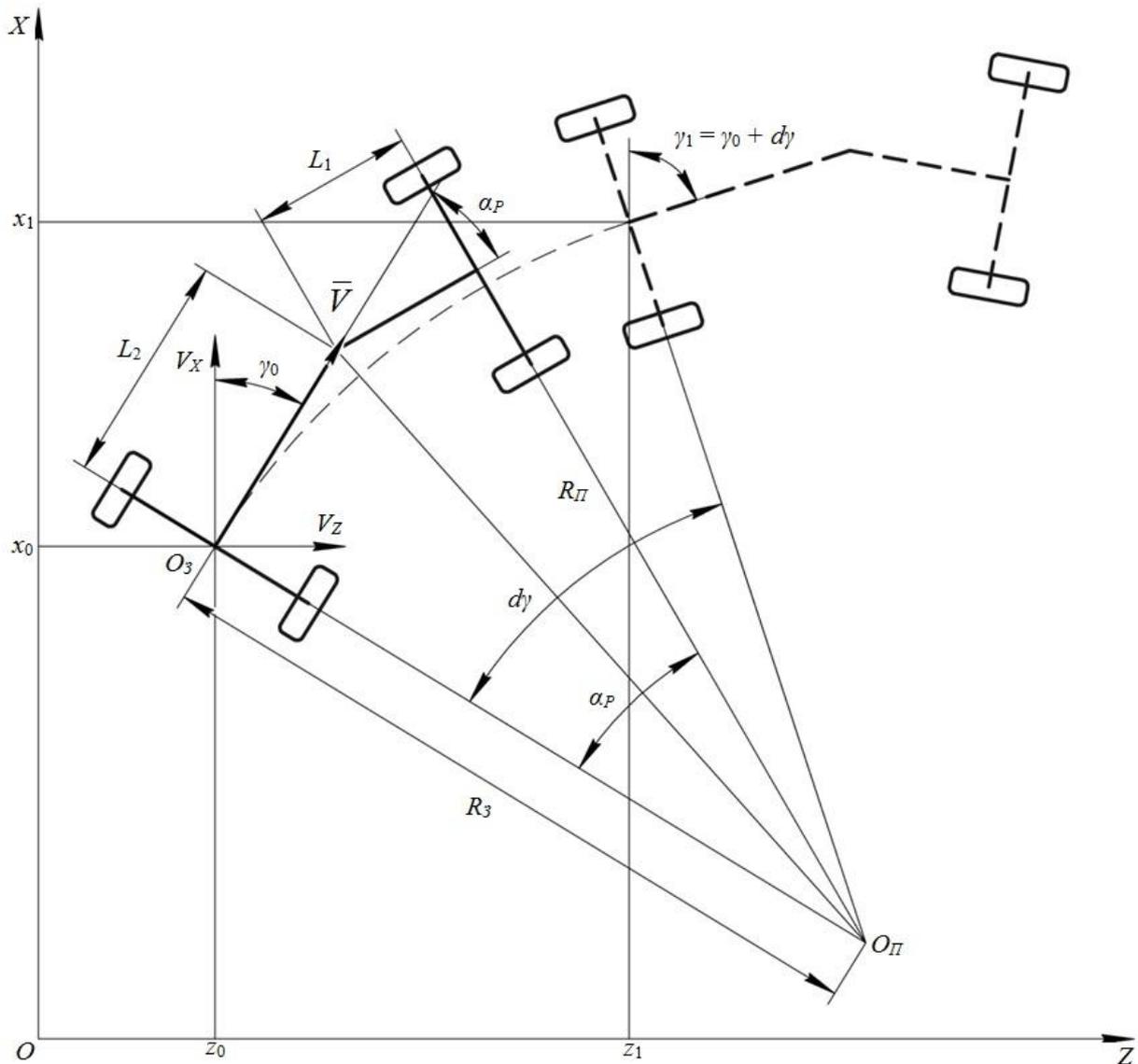


Рис. 5. Плоская расчетная схема поворота дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой

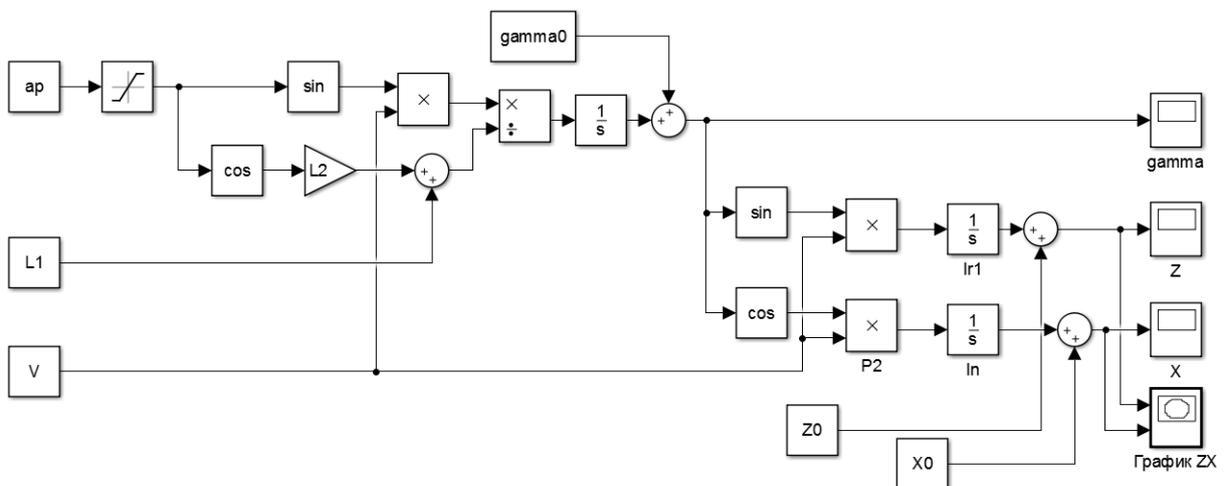


Рис. 6. Структурная схема математической модели поворота дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой в обозначениях MATLAB Simulink

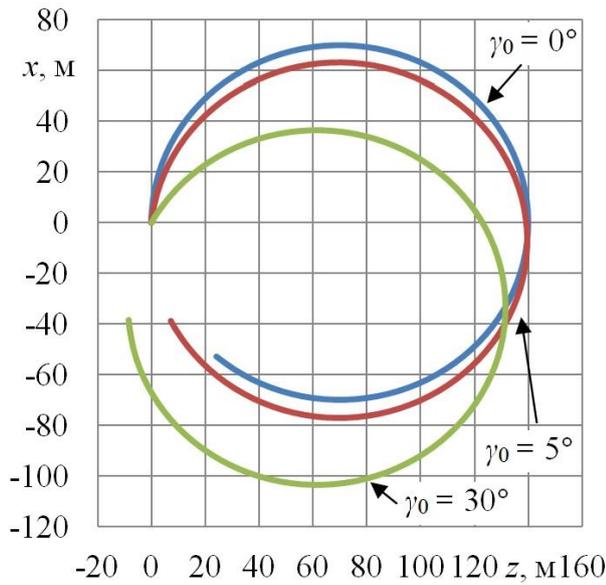


Рис. 7. Примеры расчетов по математической модели дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой при начальных значениях $z_0 = 0$; $x_0 = 0$; $\gamma_0 = 0^\circ, 5^\circ, 30^\circ$

На рис. 7 приведены пример расчета по математической модели (рис. 6) для условий: $L_1 = 5$ м, $L_2 = 2$ м, $V = 5$ м/с, $\alpha_P = 5^\circ$. Время моделирования – 80 с. Графики траекторий соответствуют разным углам начальной ориентации дорожно-строительной машины γ_0 ($0^\circ, 5^\circ, 30^\circ$).

4. Дорожно-строительная машина с шарнирно-сочлененной рамой и передними поворотными колесами

На рис. 8 представлена плоская расчетная схема дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой и передними поворотными колесами. При рассмотрении поворота дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой и передними поворотными колесами будут справедливы формулы (1) – (3).

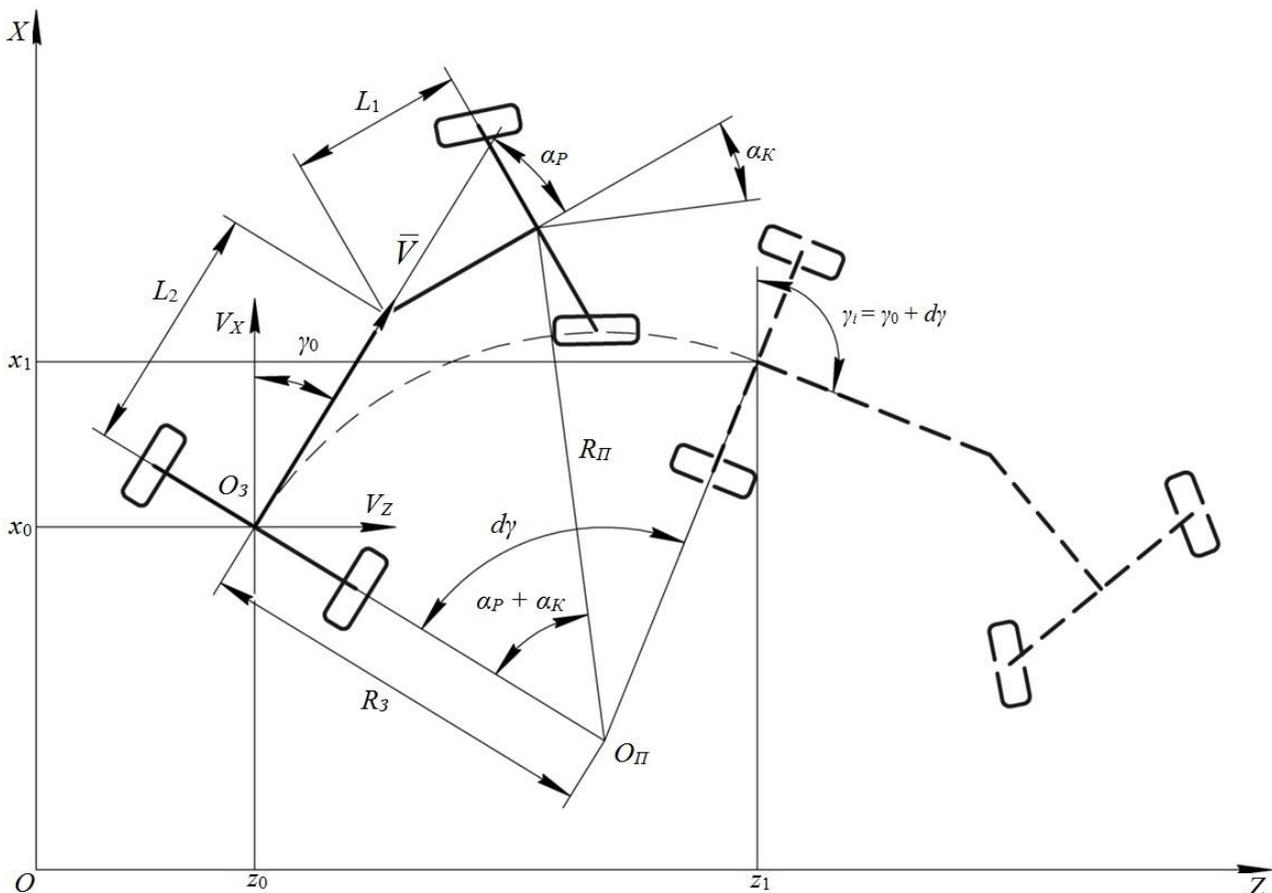


Рис. 8. Плоская расчетная схема поворота дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой и передними поворотными колесами

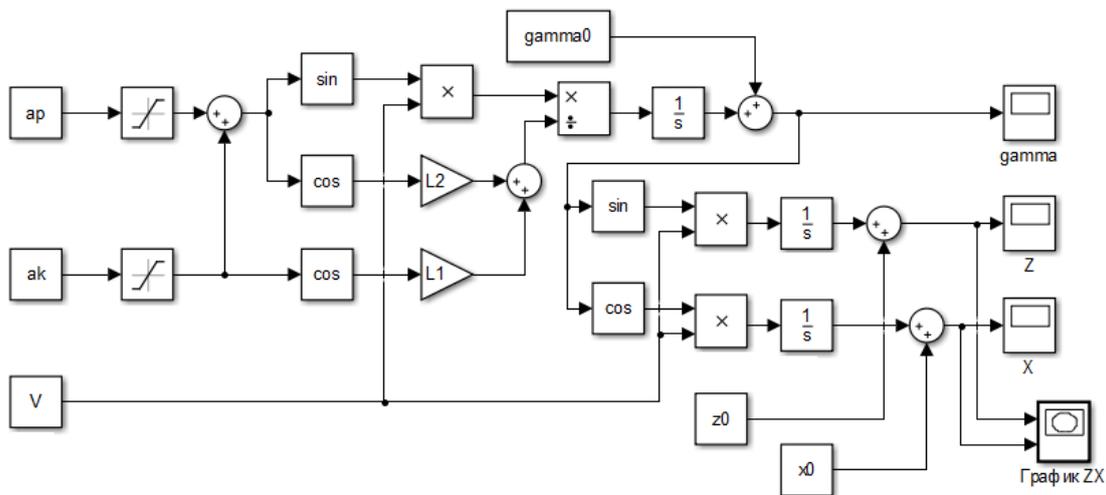


Рис. 9. Структурная схема математической модели поворота дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой и передними поворотными колесами в обозначениях MATLAB Simulink

Радиусы поворота центров осей дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой и передними поворотными колесами можно определить по формулам [1, 4, 5, 10]:

$$R_3 = \frac{L_2 \cdot \cos(\alpha_P + \alpha_K) + L_1 \cdot \cos \alpha_K}{\sin(\alpha_P + \alpha_K)}; \quad (22)$$

$$R_{II} = \frac{L_2 + L_1 \cdot \cos \alpha_P}{\sin(\alpha_P + \alpha_K)}. \quad (23)$$

Подставив формулу (22) в формулу (3) получим

$$\dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{dt} = \frac{|\vec{V}| \cdot \sin(\alpha_P + \alpha_K)}{L_2 \cdot \cos(\alpha_P + \alpha_K) + L_1 \cdot \cos \alpha_K}; \quad (24)$$

$$\gamma = \int_0^t \dot{\gamma} dt + \gamma_0. \quad (25)$$

Вектор скорости центральной точки заднего моста можно разложить на проекции скорости по осям Z и X по формулам (11) – (16).

Совокупность формул (24) – (25), (11) – (16) можно представить в виде структурной схемы математической модели движения дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой и передними поворотными колесами (рис. 9).

На рис. 10 приведены пример расчета по математической модели (рис. 9) для условий: $L_1=5$ м, $L_2=2$ м, $V=5$ м/с, $\alpha_P=5^\circ$, $\alpha_K=10^\circ$. Время моделирования – 30 с. Графики траекторий соответствуют разным углам началь-

ной ориентации дорожно-строительной машины γ_0 ($0^\circ, 5^\circ, 30^\circ$).

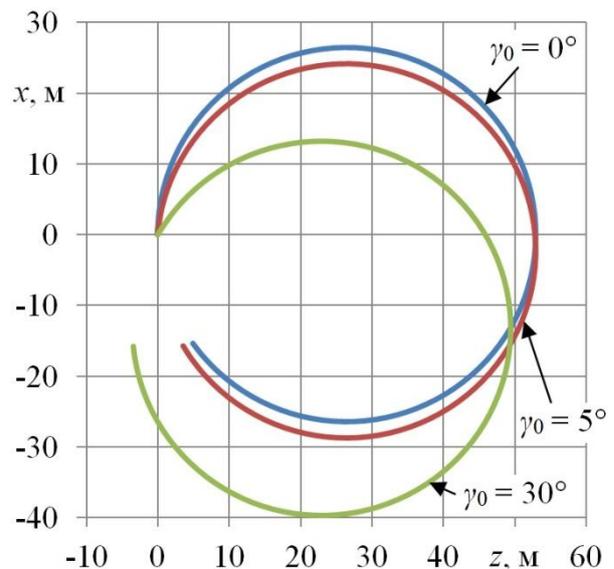


Рис. 10. Примеры расчетов по математической модели дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой и передними поворотными колесами при начальных значениях $z_0=0$; $x_0=0$; $\gamma_0=0^\circ, 5^\circ, 30^\circ$

Формулы (22) и (23) являются универсальными для дорожно-строительной машины с любым типом рулевого управления. Для получения формул (17) и (18) достаточно принять угол поворота колес α_K равным нулю, а для получения формул (5) и (6) к ну-

лю необходимо приравнять α_P и вместо L_1 и L_2 подставить их сумму L .

5. Движение осей дорожно-строительной машины по одной траектории

При повороте колесной дорожно-строительной машины часто возникает необходимость движения передней и задней оси по одной траектории, это значит, что радиусы поворота центров передней и задней осей должны быть равны [1, 10]. В случае дорожно-строительной машины с передними управляемыми колесами это возможно только в одном случае:

$$\frac{L}{\sin \alpha_K} = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_K}; \quad (26)$$

$$\cos \alpha_K = 1; \quad (27)$$

$$\alpha_K = 0, \quad (28)$$

т.е. при прямолинейном движении.

В случае дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой это достигается в двух случаях:

$$\frac{L_1 \cdot \cos \alpha_P + L_2}{\sin \alpha_P} = \frac{L_2 \cdot \cos \alpha_P + L_1}{\sin \alpha_P}; \quad (29)$$

$$L_1 \cdot \cos \alpha_P - L_1 = L_2 \cdot \cos \alpha_P - L_2; \quad (30)$$

$$(L_1 - L_2)(\cos \alpha_P - 1) = 0, \quad (31)$$

либо при равенстве длин полурам $L_1 = L_2$, либо при прямолинейном движении $\alpha_P = 0$.

Для обеспечения движения колес по одной траектории дорожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой и передними управляемыми колесами необходимо обеспечить равенство формул (16) и (17):

$$\begin{aligned} \frac{L_2 + L_1 \cdot \cos \alpha_P}{\sin(\alpha_P + \alpha_K)} &= \\ &= \frac{L_2 \cdot \cos(\alpha_P + \alpha_K) + L_1 \cdot \cos \alpha_K}{\sin(\alpha_P + \alpha_K)}. \end{aligned} \quad (32)$$

Учитывая, что длина базы машины $L = L_1 + L_2$, и введя понятие коэффициента базы $K_\delta = L_1/L$, получим:

$$2 \cdot K_\delta - 1 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_K / 2}{\operatorname{tg} \alpha_P / 2} \quad (33)$$

или выразив из этой формулы α_K , получим

$$\alpha_K = 2 \cdot \arctg((2 \cdot K_\delta - 1) \operatorname{tg} \alpha_P / 2). \quad (34)$$

Проварьировав значения K_δ от 0 до 1, а значения α_P от 0° до 30° , получаем график рис. 11.

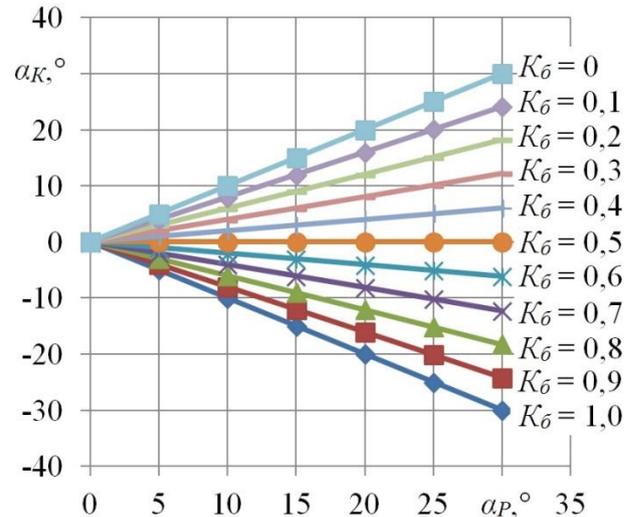


Рис. 11. Зависимость угла поворота передних колес от угла складывания полурам при разных значениях коэффициента базы для случая движения обеих осей по одной траектории

На графике (рис. 11) положительное значение α_K соответствует повороту передних колес налево, а отрицательное — направо.

Таким образом, при коэффициентах базы от 0,5 до 1, для движения передней и задней осей по одной траектории, передние колеса необходимо доворачивать в ту же сторону, что и раму дорожно-строительной машины, а при коэффициентах базы от 0 до 0,5 — в противоположную.

Зависимости, представленные на рис. 10, можно аппроксимировать с высокой точностью ($R^2 = 0,99$) формулой:

$$\alpha_K = (2 \cdot K_\delta - 1) \alpha_P. \quad (35)$$

Формула (35) отражает зависимость угла поворота передних колес от угла складывания полурам и коэффициента базы дорожно-строительной машины для случая движения передней и задней оси по одной траектории.

Выводы

В результате проведенных исследований получены математические модели процессов поворота колесных дорожно-строительных

машин с различными типами рулевого управления, которые позволят проводить теоретические исследования алгоритмов управления дорожно-строительных машин.

Выведена формула, отражающая зависимость угла поворота передних колес от угла складывания полурам для движения осей до-

рожно-строительной машины с шарнирно-сочлененной рамой и передними поворотными колесами по одной траектории.

Получены формулы вычисления габаритного коридора для дорожно-строительных машин с различными типами рулевого управления.

Список литературы

1. Щербakov В.С., Портнова А.А., Сухарев Р.Ю. Совершенствование рулевого управления автогрейдера с шарнирно-сочлененной рамой. Омск: СибАДИ, 2016.

2. Портнова А.А. Задача минимизации радиуса поворота автогрейдера с шарнирно-сочлененной рамой // Инновации, качество и сервис в технике и технологиях. Курск: Закрытое акционерное общество "Университетская книга", 2014. С. 97-99.

3. Сухарев Р.Ю., Щербakov В.С., Ионова Ю.Е. Совершенствование гидравлического рулевого механизма автогрейдера с шарнирно-сочлененной рамой. Омск: СибАДИ, 2020.

4. Портнова А.А., Коткин С.В. Вывод аналитической зависимости радиуса поворота от угла поворота передних управляемых колес автогрейдера // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, новации. Омск: СибАДИ, 2016. С. 472-476.

5. Шардакова Ю.А., Вахрушев С.И. Исследование гидравлического рулевого управления автогрейдера с шарнирно-сочлененной рамой // Современные технологии в строительстве. Теория и практика. 2020. Т. 2. С. 399-404.

6. Щербakov В.С., Ионова Ю.Е. Совершенствование гидропривода рулевого управления автогрейдера // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2017. № 4-5 (56-57). С. 8-13.

7. Дерюшев В.В., Косенко Е.Е., Косенко В.В. Оценка параметров безопасности автогрейдера при маневрировании в улично-дорожной сети // Безопасность техногенных и природных систем. 2020. № 3. С. 33-38. DOI 10.23947/2541-9129-2020-3-33-38.

8. Система рулевого управления авто-

References

1. Shcherbakov V.S., Portnova A.A., Sukharev R.Yu. *Sovershenstvovanie rulevogo upravleniya avtogreydera s sharnirno-sochlenennoy ramoy* [Improving the steering control of an auto grader with an articulated frame]. Omsk, SibADI, 2016. (In Russian)

2. Portnova A.A. *Zadacha minimizatsii radiusa povorota avtogreydera s sharnirno-sochlenennoy ramoy*. *Innovacii, kachestvo i servis v tekhnike i tekhnologiyakh*. Kursk, Zakrytoe aktsionernoe obshchestvo "Universitetskaya kniga", 2014, pp. 97-99. (In Russian)

3. Sukharev R.Yu., Shcherbakov V.S., Ionova Yu.E. *Sovershenstvovanie gidravlicheskogo rulevogo mekhanizma avtogreydera s sharnirno-sochlenennoy ramoy* [Improvement of the hydraulic steering mechanism of a grader with an articulated frame]. Omsk, SibADI, 2020. (In Russian)

4. Portnova A.A., Kotkin S.V. *Vyvod analiticheskoy zavisimosti radiusa povorota ot ugla povorota perednykh upravlyаемых колес avtogreydera*. In: *Arhitekturno-stroitelnyj i dorozhno-transportnyj komplekсы: problemy, perspektivy, novacii*. Omsk, SibADI, 2016, pp. 472-476. (In Russian)

5. Shardakova Yu.A., Vahrushev S.I. *Issledovanie gidravlicheskogo rulevogo upravleniya avtogreydera s sharnirno-sochlenennoy ramoy*. *Sovremennye tekhnologii v stroitelstve. Teoriya i praktika*, 2020, Vol. 2, pp. 399-404. (In Russian)

6. Shcherbakov V.S., Ionova Yu.E. *Sovershenstvovanie gidroprivoda rulevogo upravleniya avtogreydera*. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta*, 2017, No.4-5 (56-57), pp. 8-13. (In Russian)

7. Deryushev V.V., Kosenko E.E., Kosenko V.V. *Otsenka parametrov*

- грейдером: пат. Рос. Федерация № 174238 / Ионова Ю.Е., Щербаков В.С.; заявл. 29.05.2017; опубл. 09.10.2017. Бюл. № 28. 4 с.
9. Автогрейдер: пат. Рос. Федерация № 149803 / Щербаков В.С., Портнова А.А.; заявл. 20.05.2014; опубл. 20.01.2015. Бюл. № 2. 4 с.
10. Воскресенский Г.Г., Вербицкий Г.М. Моделирование движения автогрейдера по кривой // Ученые заметки ТОГУ. 2018. Т. 9. № 2. С. 690-698.
- ‡ bezopasnosti avtogreydera pri manevrirovanii v ulichno-dorozhnoy seti. *Bezopasnost tekhnogennykh i prirodnykh sistem*, 2020, No. 3, pp. 33-38. DOI 10.23947/2541-9129-2020-3-33-38. (In Russian)
- ‡ 8. Patent RU 174238 *Sistema rulevogo upravleniya avtogrejderom* [Grader steering system]. Ionova Yu.E., Shcherbakov V.S. Declared 29.05.2017. Published 09.10.2017. (In Russian)
- ‡ 9. Patent RU 149803 *Avtogrejder* [Motor Grader]. Shcherbakov V.S., Portnova A.A. Declared 20.05.2014. Published 20.01.2015. (In Russian)
- ‡ 10. Voskresenskij G.G., Verbickij G.M. Modelirovanie dvizheniya avtogreydera po kryvoy. *Uchenye zametki TOGU*, 2018, Vol. 9, No. 2, pp. 690-698. (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

УТОЧНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ СПЕЦИАЛЬНЫХ КОЛЕСНЫХ ШАССИ И ТЯГАЧЕЙ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДОВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГАЗОДИНАМИКИ

REFINEMENT OF THE CHARACTERISTICS OF THE AERODYNAMIC RESISTANCE TO THE MOVEMENT OF SPECIAL WHEELED CHASSIS AND TRACTORS BASED ON THE USE OF COMPUTATIONAL GAS DYNAMICS METHODS

Таричко В.И., Шалупина П.И.
Tarichko V.I., Shalupina.P.I.АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)
Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Точная оценка характеристик аэродинамического сопротивления движению важна для предварительного выбора параметров двигателя, трансмиссии и ходовой части специального колесного шасси или тягача. Сила сопротивления движения влияет на динамические характеристики автомобиля. Существующие расчетные методики допускают широкий разброс коэффициента аэродинамического сопротивления, что усложняет задачу по предварительному выбору параметров автомобиля. Целью настоящей статьи является уточнение и развитие инженерной методики проведения тягово-динамических расчетов специальных колесных шасси и тягачей на основе учета результатов компьютерного моделирования, выполненных с использованием методов вычислительной гидро- и газодинамики (CFD-моделирования). Рассмотрена методика моделирования и результаты расчета специального колесного шасси производства АО «БАЗ».

Ключевые слова: колесное шасси, грузовой автомобиль, аэродинамика, сопротивление движению, вычислительная газодинамика, CFD-моделирование.

Дата принятия к публикации: 28.08.2021
Дата публикации: 25.09.2021

Сведения об авторах:

Таричко Вадим Игоревич – кандидат технических наук, заместитель генерального директора – главный конструктор АО «Брянский автомобильный завод», e-mail: 32.6909@mail.ru.

Шалупина Павел Игоревич – начальник конструкторского бюро расчетов и надежности АО «Брянский автомобильный завод», e-mail: p.shalupina@gmail.com.

Abstract. An accurate assessment of the characteristics of the aerodynamic resistance to movement is important for the preliminary selection of the parameters of the engine, transmission and chassis of a special wheeled chassis or tractor. The strength of the movement resistance affects the dynamic characteristics of the car. The existing calculation methods allow for a wide variation of the aerodynamic drag coefficient, which complicates the task of preliminary selection of car parameters. The purpose of this article is to clarify and develop the engineering methodology for carrying out traction-dynamic calculations of special wheeled vehicles and tractors based on the results of computer modeling performed using computational fluid and gas dynamics (CFD modeling) methods. The modeling methodology and calculation results of a special wheeled chassis manufactured by JSC «BAZ» are considered.

Keywords: wheeled chassis, truck, aerodynamics, resistance to movement, computational gas dynamics, CFD-simulation.

Date of acceptance for publication: 28.08.2021
Date of publication: 25.09.2021

Authors' information:

Vadim I. Tarichko – Candidate of Technical Sciences, Deputy general director – General designer, Bryansk Automobile Plant JSC, e-mail: 32.6909@mail.ru.

Pavel I. Shalupina – Head of the Design Bureau of Calculations and Reliability, Bryansk Automobile Plant JSC, e-mail: p.shalupina@gmail.com.

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8

Acknowledgements

The study was supported by Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

1. Введение

Одним из первоначальных этапов проектирования специальных колесных шасси и тягачей является проведение тягово-динамических расчетов для обоснования основных конструктивных и технических решений в части выбора силового агрегата, подбора оптимальных параметров трансмиссии и ходовой части. Традиционно подобные расчеты выполняются на основе известных положений теории движения автомобиля [1], адаптированных в виде отраслевых инженерных методик для применения в области разработки и создания специальных колесных шасси и тягачей [2, 3].

Анализ многолетнего опыта проектирования, испытаний и эксплуатации специальных колесных шасси и тягачей показал, что результаты тягово-динамических расчетов в части оценки максимальных скоростей движения, как правило, оказываются ниже, чем в условиях реальной эксплуатации. В некоторых случаях разница между результатами тягово-динамических расчетов и испытаний бывает весьма существенной (до 15 км/ч).

Кроме того, возникают ситуации, когда тягово-динамические расчеты, проводимые на начальных этапах проектирования по существующим методикам, показывают пограничные результаты. То есть значения вычисляемых параметров оказываются близкими к предельным (допустимым) значениям, требуемым нормативно-технической документацией. В первую очередь, это относится к вычислению максимальных скоростей движения и преодолеваемых уклонов.

В связи с этим перед конструктором специальных колесных шасси и тягачей возникает некоторая неопределенность: либо утвердить принятые на основе тягового расчета принципиальные решения в части выбора силового агрегата и элементов трансмиссии и взять на себя риск неудачного прохожде-

ния испытаний, либо переработать конструкцию трансмиссии, выбрать другой силовой агрегат или провести работы по совершенствованию формы проектируемого изделия, что приведет к его необоснованному удорожанию.

Такие ситуации создают предпосылки для дальнейшего совершенствования отдельных положений применяемых методик тягово-динамических расчетов. Существуют различные направления их дальнейшего развития и уточнения, одним из которых является уточнение коэффициента аэродинамического сопротивления специальных колесных шасси и тягачей C_x при движении, используемого при расчете коэффициента обтекаемости k_o . Как известно, коэффициент аэродинамического сопротивления показывает отношение силы лобового сопротивления F движению автомобиля к произведению скоростного напора Q на площадь его миделя S и в целом характеризует способность автомобиля к преодолению аэродинамического сопротивления воздуха [3]:

$$C_x = F / (Q \cdot S).$$

В существующих методиках тягово-динамических расчетов специальных колесных шасси и тягачей коэффициент обтекаемости обычно принимают $k_o = 0,5...0,7$ в соответствии с рекомендациями [3]. Этим значениям соответствует коэффициент аэродинамического сопротивления $C_x = 0,78...1,10$ [3].

Подобный разброс значений коэффициента аэродинамического сопротивления порождает дополнительную неопределенность при проведении тягово-динамических расчетов и стремление конструктора к не всегда оправданному завышению рассматриваемого коэффициента (в запас).

Уточнение коэффициента в настоящее время возможно на основе моделирования обтекания исследуемого изделия при помощи методов вычислительной гидро- и газодинамики (CFD-моделирование, CFD –

Computational Fluid Dynamics). Для нахождения численного решения используется метод конечных объемов [4-6]. Такие методы нашли широкое применение в современной инженерной практике. Проведение расчетов с их помощью позволяет с высокой степенью точности и достоверности определить значения динамических и энергетических характеристик потока воздуха при обтекании его потоком исследуемого изделия.

Таким образом, целью настоящей статьи является уточнение и развитие инженерной методики проведения тягово-динамических расчетов специальных колесных шасси и тя-

гачей на основе учета результатов CFD-моделирования.

Для этого в стационарной постановке проведено CFD-моделирование обтекания потоком встречного воздуха при различных скоростях движения ряда моделей специальных колесных шасси и тягачей производства Акционерного общества «Брянский автомобильный завод» (АО «БАЗ»).

В общей сложности объектами исследований в настоящей работе стали 7 образцов специальных колесных шасси и тягачей полной массы (рис. 1).

а)



б)



в)



г)



д)



е)



Рис. 1. Специальные колесные шасси и тягачи производства АО «БАЗ»:
а – специальное колесное шасси БАЗ-6909; б – специальное колесное шасси БАЗ-69092;
в – специальное колесное шасси БАЗ-69099; г – седельный тягач БАЗ-6403;
д – балластный тягач БАЗ-6306; е – опытное корпусное шасси КСКШ

В том числе объектами исследований стали:

- рамные шасси БАЗ-6909, БАЗ-69092, БАЗ-69099;
- седельные тягачи БАЗ-6402, БАЗ-6403;
- балластный тягач БАЗ-6306.

Указанные машины находятся в длительной эксплуатации и в их конструкции применяются механические коробки переключения передач.

Кроме того, в данной работе исследовалось опытное корпусное специальное колёсное шасси КСКШ, особенностью которого является применение автоматической коробки переключения передач.

2. Инженерный расчет

Первоначально тягово-динамический расчет представленных специальных колесных шасси и тягачей проведен на основе традиционно применяемой в АО «БАЗ» методики, включающей следующие шаги.

1. Оценка потерь мощности двигателя.

2. Для шасси с автоматической трансмиссией – построение характеристики совместной работы двигателя и гидротрансформатора автоматической коробки передач по нагрузочным параболом для характерных точек работы гидротрансформатора:

$$M_i' = \rho \cdot \lambda_i \cdot n_{об}^2 \cdot D_a^5,$$

где i – номер передаточного отношения; ρ – плотность рабочей жидкости; D_a – диаметр гидротрансформатора.

3. Для шасси с автоматической трансмиссией – расчет частот вращения n_T и крутящих моментов M_T турбины:

$$n_T = n_{дв} \cdot u_T, \quad M_T = M_{дв} \cdot k,$$

где $n_{дв}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя; u_T – передаточное отношение гидротрансформатора; k – коэффициент преобразования крутящего момента.

4. По следующим зависимостям рассчитываются соответственно динамический фактор по сцеплению $D_{сц}$, скорость движения V_i на i -ой передаче механической или автоматической коробки передач, тяговая сила P_{k_i} на ведущих колесах, динамический

фактор по двигателю D_l и сила P_{ω_l} сопротивления воздуха движению специальных колесных шасси и тягачей:

$$D_{сц} = K_d \cdot \psi, \quad V_i = 0,377 \cdot R \cdot \frac{n_T}{i_{общ}},$$

$$P_{k_i} = M_T \cdot i_{общ} \cdot \frac{\eta_T}{R}, \quad D_l = \frac{P_{k_i} - P_{\omega_l}}{G \cdot g},$$

$$P_{\omega_l} = k \cdot H \cdot B \cdot \frac{(V_i)^2}{3,6^2},$$

где K_d – коэффициент сцепного веса; R – радиус ведущего колеса; $i_{общ}$ – общее передаточное число трансмиссии; η_m – коэффициент полезного действия трансмиссии; B, H – длина и высота площади миделя специальных колесных шасси и тягачей соответственно.

Результаты тягово-динамических расчетов по традиционной методике и их сравнение с результатами испытаний приведены в таблице.

Таблица

Результаты тягово-динамических расчетов специальных колесных шасси и тягачей

Заводской индекс модели	Максимальная скорость образца, км/ч			Разница между результатами испытаний и расчетами, км/ч
	по требованиям нормативной документации	по результатам испытаний	по результатам расчетов	
69092	80	89,1	77,4	11,7
6402	70	77,5	66,6	10,9
6403	70	79,0	66,6	12,4
6306	60	68,8	57,5	11,3
69099	50	78,2	66,3	11,9
6909	70	77,4	70	7,40
КСКШ	80	–	80,5	–

На основе анализа приведенных данных можно сделать следующие выводы:

- результаты испытаний в части определения максимальной скорости движения специальных колесных шасси и тягачей в среднем на 10,9 км/ч больше, чем тот же показатель, определенный расчетным путем по традиционной методике;

- ожидаемая максимальная скорость движения опытного корпусного шасси КСКШ по асфальтобетонной дороге в хорошем состоянии составила 80,5 км/ч. Полученное значение незначительно превышает минимальный порог, определенный условиями нормативно-технической документации, в связи с чем целесообразно уточнение характеристик сопротивления воздуха движению.

3. Численное моделирование

Таким образом, требуется уточнение отдельных положений принятой методики тягово-динамического расчета, в частности, вычисления коэффициента аэродинамического сопротивления.

Для этого в ходе исследования были разработаны газодинамические модели обтекания потоком воздуха специального колесного шасси при различных скоростях движения (от 5 до 100 км/ч с шагом 5 км/ч).

Для этого разработана конечно-объемная сеточная модель исследуемой области течения (рис. 2).

Для исключения краевых эффектов размеры области по длине и ширине приняты в пять раз больше габаритов исследуемого специального колесного шасси и тягачей. При этом принимаемая для расчета трехмерная твердотельная модель вычитается из области течения при помощи булевой операции и учитывает конструктивные особенности обитаемых отделений, корпусов, выступающих частей, элементов системы поддрессирования и колёс.

Для численного решения поставленной задачи используется математическая модель на основе комплекса уравнений [8]:

- дифференциальные уравнения неустойчившегося пространственного движения сжимаемой вязкой жидкости (уравнения Навье-Стокса):

$$\frac{d\vec{W}}{dt} = \vec{J} - \frac{1}{\rho} \cdot \text{grad } p + \nu \Delta \vec{W} + \frac{1}{3} \nu \cdot \text{grad}(\text{div } \vec{W}),$$

где \vec{J} – вектор массовых сил; ρ – плотность газа; p – давление; \vec{W} – вектор скорости; t – модельное время;

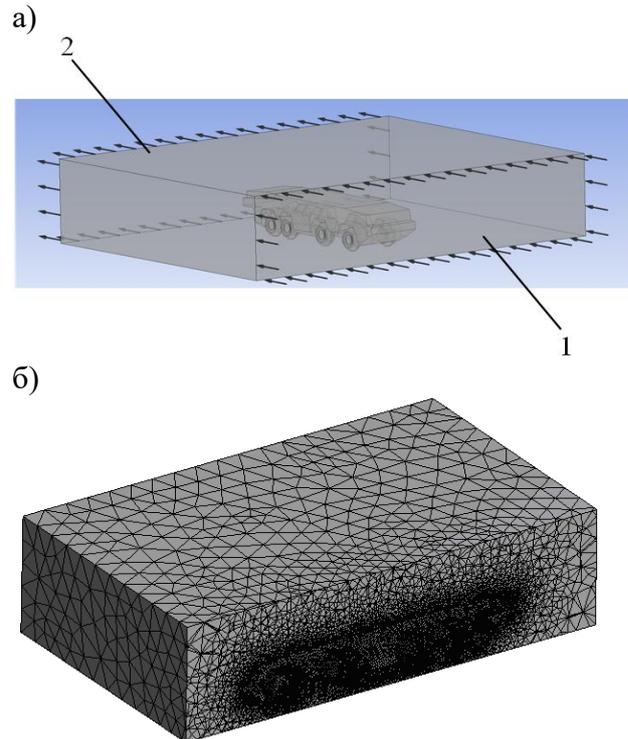


Рис. 2. Конечно-объемная модель для исследования обтекания потоком воздуха на примере корпусного специального колёсного шасси: а – расчетная схема; б – сеточная модель (1 – вход в расчетную область; 2 – выход из расчетной области)

- уравнения моментов количества движения (второе уравнение Эйлера):

$$\int_F \rho V_n (\vec{r} \times \vec{V}) dF = \int_V \rho (\vec{r} \times \vec{R}) dV + \int_F (\vec{r} \times \rho \vec{n}) dF,$$

где r – радиус-вектор; F – контрольная поверхность; V_n – нормальная компонента скорости к площадке dF ; V – контрольный объем; (n) – нормаль к площадке dF ;

- уравнения баланса расходов:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0,$$

где V_x, V_y, V_z – компоненты вектора скорости в глобальных декартовых координатах;

- стандартная k - ε модель турбулентного движения. При этом турбулентная (вихревая) вязкость μ_t рассчитывается путем объединения кинетической энергии турбулентности k скорости диссипации кинетической энергии турбулентности ε :

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon},$$

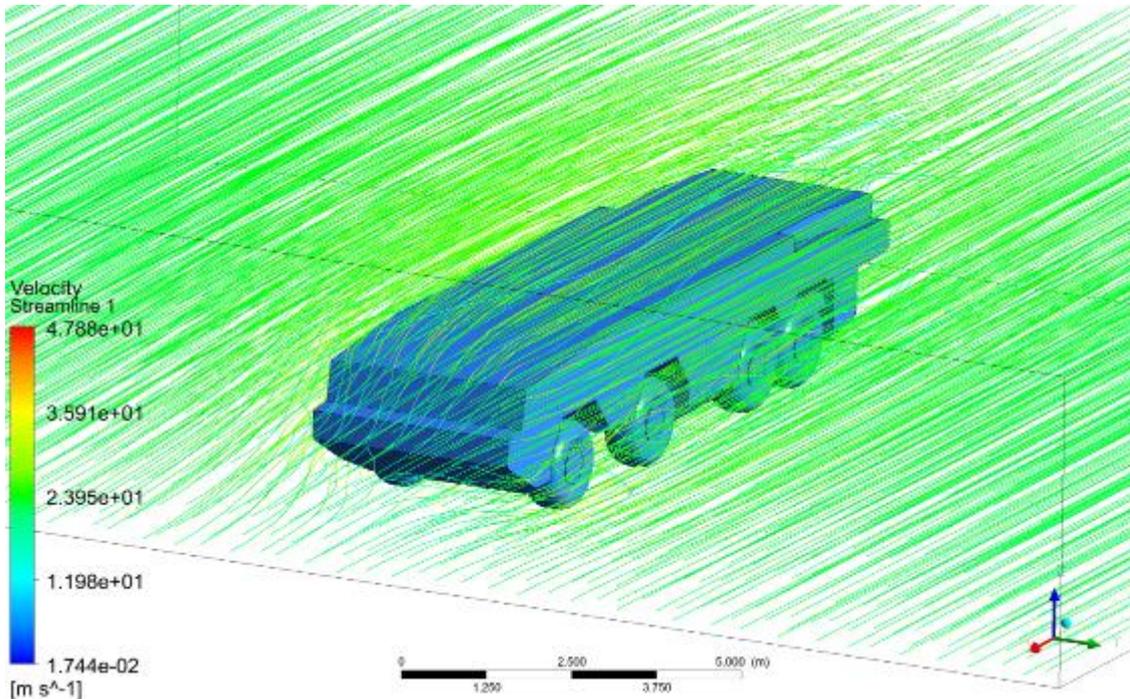
где C_μ – константа [8].

Результаты CFD-моделирования представляются в виде картин обтекания шасси и тягачей воздухом (рис. 3, а) и полей давления в различных сечениях (рис. 3, б).

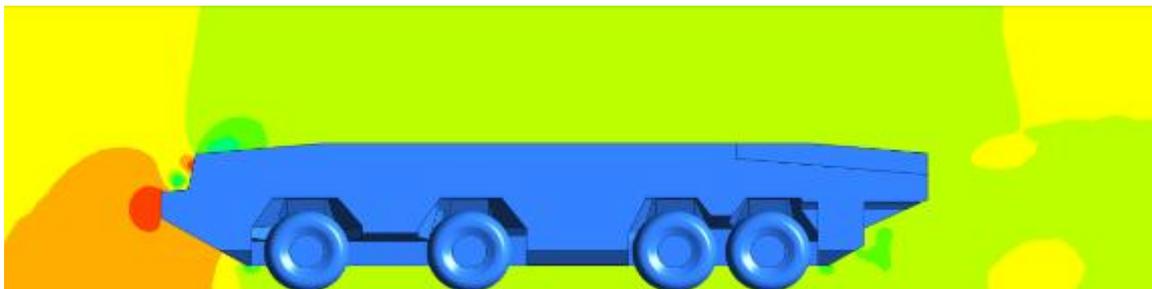
По результатам моделирования получены зависимости лобового сопротивления дви-

жению специальных колесных шасси и тягачей от скорости их движения. Для сравнения результатов, полученных по традиционной методике и численным методом, выполнено наложение полученных зависимостей.

а)



б)



в)



Рис. 3. Пример визуализации результатов CFD-моделирования КСКШ: а – распределение скоростей потока воздуха при обтекании корпуса специального колесного шасси; б – распределение полей давления при обтекании корпуса специального колесного шасси (в среднем сечении); в – распределение полей давления при обтекании корпуса специального колесного шасси (в сечении колесной колеи)

Анализ результатов численного моделирования показал: для рамных специальных колесных шасси и тягачей коэффициент обтекаемости близок к минимально рекомендуемому [3] и колеблется в пределах 0,58...0,60, а для корпусного специального колёсного шасси значение того же коэффициента оказалось выше рекомендуемого – 0,74...0,76.

На рис. 4 приведены результаты сравнения результатов расчета для рамных специальных колесных шасси и тягачей на примере шасси БА3-6909 и корпусного шасси.

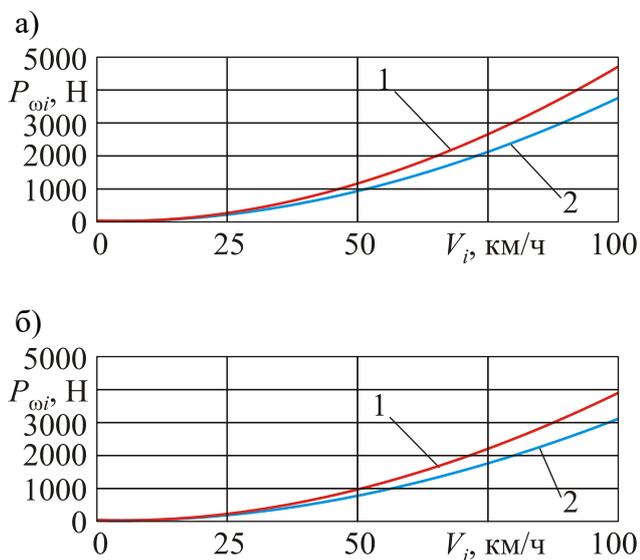


Рис. 4. Сравнение результатов расчета: а – по рамным специальным колесным шасси и тягачей (на примере специального колесного шасси БА3-6909); б – по корпусному специальному колёсному шасси (1 – по традиционной методике; 2 – при помощи численного CFD-моделирования)

Анализ графиков, представленных на рис. 4, показал:

- сопротивление движению рамных специальных колесных шасси и тягачей, рассчитанное при помощи CFD-моделирования, в целом ниже, чем полученное по традиционной методике. Максимальная разница между полученными результатами составляет до 17%.

- сопротивление воздуха движению корпусного специального колёсного шасси, рас-

считанное при помощи CFD-моделирования, несколько выше, чем полученное по традиционной методике тягово-динамического расчета. Максимальная разница между полученными результатами составляет до 13%.

Согласно полученным данным значения коэффициентов обтекаемости для специального колесного шасси и тягача одинаковой конструкции варьируются в пределах 0,02...0,03, что может быть связано с некоторой погрешностью применяемого численного метода. Кроме того, различие в полученных результатах может свидетельствовать о принципиальном непостоянстве коэффициента, либо непостоянстве показателя степени при скорости в формуле для расчета скоростного напора воздуха [9].

Далее на основе уточненного значения коэффициента аэродинамического сопротивления введены поправки в формулу расчета силы сопротивления воздуха при движении специальных колесных шасси и тягачей, в результате чего:

- для рамных специальных колесных шасси и тягачей получены расчетные значения максимальных скоростей движения, приближенные к действительным (рис. 5);

- для специального корпусного колесного шасси установлено, что максимальная ожидаемая скорость составит 77,5 км/ч, что свидетельствует о необходимости пересмотра некоторых принципиальных решений, принятых при проектировании изделия.

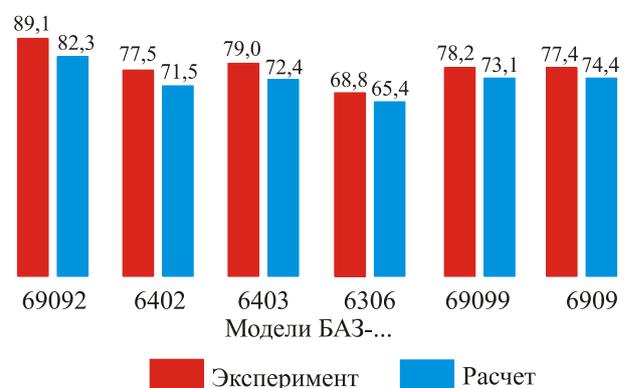


Рис. 5. Сравнение действительных и расчетных максимальных скоростей движения V_{max} (км/ч) рамных специальных колесных шасси и тягачей, уточненных по результатам CFD-моделирования

Из рис. 5 видно, что ожидаемая максимальная скорость движения рамных специальных колесных шасси и тягачей, уточненная по результатам CFD-моделирования, приближена к действительным значениям по сравнению с расчетами по традиционной методике. Однако разница между результатами расчетов и испытаний может достигать до 6,8 км/ч, что свидетельствует о возможности дальнейшего совершенствования положений принятой методики расчета и по другим направлениям.

В то же время результаты моделирования аэродинамики специального корпусного шасси КСКШ показали, что принимаемые по рекомендациям значения коэффициента обтекаемости занижены, в связи с чем искажаются значения максимальных достижимых скоростей движения. Во избежание потенциальных проблем при проведении натурных испытаний предприняты различные меры по снижению сопротивления движению корпусного шасси со стороны набегающего потока воздуха и другие, касающиеся основных технических решений, а именно:

- для обеспечения требуемого преодолеваемого угла уклона в совокупности с обеспечением максимальной скорости движения проведена серия оптимизационных расчетов для подбора оптимальных параметров механической части трансмиссии КСКШ в части выбора передаточных чисел таких агрегатов, как раздаточная коробка, главные передачи и колесные редуктора;

- выполнены исследования по анализу и обоснованию применения шин, обеспечивающих более высокие динамические качества СКШ по сравнению с применяемыми серийно;

- выполнены поисковые оптимизационные исследования по совершенствованию формы корпуса специального колесного шасси для обеспечения лучшего его обтекания потоком воздуха при движении.

4. Основные результаты и выводы

В статье рассмотрен подход к уточнению результатов тягово-динамических расчетов рамных и корпусных специальных колесных

шасси на основе учета результатов CFD-моделирования обтекания обитаемых отделений и корпусов встречным потоком воздуха при движении в части возникающего при этом сопротивления.

На основе проведенных исследований сделаны следующие выводы.

1. Уточнение коэффициента аэродинамического сопротивления движению специальных колесных шасси и тягачей целесообразно проводить на основе применения методов вычислительной гидро- и газодинамики, которые позволяют получить достаточно корректные и точные результаты.

2. Для рамных специальных колесных шасси и тягачей значения коэффициентов обтекаемости, полученных по результатам CFD-моделирования в целом ниже рекомендуемых [3] и находятся в пределах 0,58...0,60. В совокупности с результатами сравнения расчетных и экспериментальных данных, полученные данные свидетельствуют о необоснованном завышении коэффициента обтекаемости рамных специальных колесных шасси и тягачей при расчетах по традиционной методике.

3. Уточненные данные о коэффициентах аэродинамического сопротивления движению и обтекания рамных специальных колесных шасси и тягачей позволили уточнить результаты тягово-динамических расчетов и приблизить расчетные величины к наблюдаемым в действительности. Однако, существует разница между расчетными и экспериментальными данными, что свидетельствует о возможности дальнейшего совершенствования традиционной методики тягово-динамического расчета.

4. Введение уточненного коэффициента аэродинамического сопротивления движению специальных колесных шасси и тягачей в тягово-динамические расчеты, помимо прочего, оправдано при получении граничных значений тяговых характеристик, рассчитываемых с традиционными допущениями и устанавливаемых нормативно-технической документацией на проектируемые изделия, с целью обоснованного принятия решений о необходимости пересмотра принятых технических решений.

5. Выполненное в работе CFD-моделирование обтекания корпуса КСКШ потоком воздуха показало, что коэффициент его аэродинамического сопротивления составляет порядка 1,14...1,16, что превосходит рекомендуемые литературой [3] значения 0,78...1,10. Кроме того, в случае использования различного оборудования, имеющего большую наветренную площадь, необходимо производить дополнительное уточнение величины сопротивления движению КСКШ, поскольку это может оказать существенное влияние на получаемые результаты.

Список литературы

1. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.

2. Руководящий материал министерства РМО 1749-66 «Тягово-динамические расчеты автопоездов».

3. Антонов А.С., Голяк В.К. Армейские автомобили: конструкция и расчет. Часть первая: типы автомобилей, компоновка, силовые передачи. М.: Военное издательство Министерства обороны СССР, 1970. 542 с.

4. Вершинский А.В., Лагереv И.А., Шубин А.Н., Лагереv А.В. Численный анализ металлических конструкций подъемно-транспортных машин. Брянск: РИО БГУ, 2014. 186 с. DOI:10.5281/zenodo.1202237

5. Вершинский А.В., Лагереv И.А., Шубин А.Н., Лагереv А.В. Расчет металлических конструкций подъемно-транспортных машин методом конечных элементов. Брянск: РИО БГУ, 2015. 210 с. DOI: 10.5281/zenodo.1202240

6. Киятина, И.И. Формирование компетенций в области современных сквозных цифровых технологий у обучающихся по направлению «Реклама и связи с общественностью» / И.И. Киятина, И.А. Лагереv // Ученые записки Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 11-15.

7. Лагереv А.В., Мильто А.А., Лагереv И.А. Универсальная методика динамического анализа гидравлических кранов-манипуляторов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2013. №3. С. 24-31.

6. Полученные результаты численного CFD-моделирования использованы при исследованиях по оптимизации формы корпуса и снижения аэродинамического сопротивления движению КСКШ, а также для пересмотра принципиальных технических решений в проектируемом изделии (подбора оптимальных параметров механической части трансмиссии).

7. Проверка результатов расчета возможна с помощью экспериментальных исследований как на макетах [10], так и на натуральных машинах [11, 12].

References

1. Smirnov G.A. *Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin* [Theory of the movement of wheeled vehicles]. Moscow, Mashinostroenie, 1990. 352 p. (In Russian).

2. Guidance material of the Ministry of RMO 1749-66 «Traction and dynamic calculations of road trains» (In Russian).

3. Antonov A.S, Golyak V.K. *Armeyskie avtomobili: Konstruktsiya i raschet. Chast pervaya: tipy avtomobiley, komponovka, silovye peredachi* [Army vehicles: design and calculation. Part One: types of cars, layout, power transmission]. Moscow, Voennoe Izdatelstvo Ministerstva oborony SSSR, 1970. 542 p. (In Russian).

4. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Chislennyi analiz metallicheskih konstruktsiiy podemno-transportnykh mashin* [Numerical analysis of metal constructions of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2014. 186 p. DOI:10.5281/zenodo.1202237 (In Russian).

5. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Raschet metallicheskih konstruktsiiy podemno-transportnykh mashin metodom konechnykh elementov* [Calculation of metal structures of lifting and transport machines by the finite element method]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 210 p. DOI: 10.5281/zenodo.1202240 (In Russian).

6. Kiyutina I.I., Lagerev I.A. Formation of competencies in the field of modern end-to-end digital technologies for students in the direc-

УДК (UDC) 621.867

ИЗМЕНЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНВЕЙЕРОВ С
ПОДВЕСНОЙ ЛЕНТОЙ ПРИ ОТКАЗАХ В СИСТЕМЕ ЭЛЕКТРОПИТАНИЯ
ПРИВОДНЫХ ПОДВЕСОКCHANGING THE TECHNICAL CHARACTERISTICS OF CONVEYORS WITH
A SUSPENDED BELT IN CASE OF FAILURES IN THE POWER SUPPLY SYSTEM
OF DRIVE SUSPENSIONSТолкачев Е.Н.
Tolkachev E.N.Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)
Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Результаты исследований, представленных в статье, относятся к принципиально новому виду машин непрерывного транспорта – конвейерам с подвесной грузонесущей лентой и распределенным приводом. Главные преимущества которых обусловлены особенностями кинематической схемы, в которой грузонесущая конвейерная лента удерживается бортами посредством роликовых подвесок на замкнутых вдоль трассы направляющих качения и не взаимодействует своим основанием с поддерживающими опорами, а привод реализован по распределенной схеме оборудованием отдельных подвесок индивидуальными мотор-редукторными приводами. Особенностью такой кинематической схемы является характер протекания отказов, связанных с работой высоконагруженных приводных подвесок, влияние которых сказывается на основных технических характеристиках конвейера при достаточно возросшем количестве. В работе представлена математическая модель, предназначенная для расчета динамических характеристик конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при наступлении свойственных данной конструкции конвейера видов отказов, связанных с разрывом подводящей электрической цепи питания мотор-редукторного привода подвесок. На основании разработанной математической модели для эталонной конструкции конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом выполнена серия численных расчетов динамических характеристик при наступлении отказов приводных подвесок. Полученные результаты позволили установить, что при сокращении количества групп последовательно отказавших приводных подвесок, расположенных с равным шагом вдоль трассы, технические характеристики конвейера ухудшаются: скорость движения грузонесущей ленты и общая мощность приводов снижаются, а продольные растягивающие напряжения в ленте повышаются. При увеличении количества последовательно отказавших в рамках одной группы приводных подвесок мощность и скорость конвейера убывают нелинейным образом, а продольные напряжения в конвейерной ленте линейно повышаются. В целом,

Abstract. The results of the research presented in the article relate to a fundamentally new type of continuous transport machines-conveyors with a suspended load-carrying belt and a distributed drive. The main advantages of which are due to the features of the kinematic scheme, in which the load-bearing conveyor belt is held by the sides by means of roller suspensions on rolling guides closed along the route and does not interact with its base with supporting supports, and the drive is implemented according to the distributed scheme by the equipment of individual suspensions with individual motor-gear drives. A feature of such a kinematic scheme is the nature of the failures associated with the operation of highly loaded drive suspensions, the influence of which affects the main technical characteristics of the conveyor with a sufficiently increased number. The paper presents a mathematical model designed to calculate the dynamic characteristics of a conveyor with a suspended belt and a distributed drive when the types of failures characteristic of this conveyor design occur, associated with a break in the supply electrical circuit of the motor-gear drive of the suspensions. Based on the developed mathematical model for the reference design of a conveyor with a suspended belt and a distributed drive, a series of numerical calculations of dynamic characteristics in the event of failures of drive suspensions is performed. The obtained results allowed us to establish that with a reduction in the number of groups of consistently failed drive suspensions located with an equal step along the route, the technical characteristics of the conveyor deteriorate: the speed of movement of the load-bearing belt and the total power of the drives are reduced, and the longitudinal tensile stresses in the belt are increased. With an increase in the number of consistently failed drive suspensions within one group, the power and speed of the conveyor decrease nonlinearly, and the longitudinal stresses in the conveyor belt increase linearly. In general, the results of calculations of the technical characteristics of the reference idealized design demonstrated the possibility of the conveyor operation in case of failure of 90% of the drive suspensions. The actual performance indicators are determined by the technical characteristics of the used gear

результаты расчетов технических характеристик эталонной идеализированной конструкции продемонстрировали возможность работы конвейера при отказе 90% приводных подвесок. Реальные эксплуатационные показатели определяются техническими характеристиками используемых мотор-редукторных приводов.

Ключевые слова: конвейер ленточный, лента подвесная, модель математическая, отказ, подвеска, привод распределенный, обрыв электроцепи.

Дата принятия к публикации: 12.07.2021
Дата публикации: 25.09.2021

Сведения об авторе:

Толкачев Евгений Николаевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», e-mail: tolkachev_en@mail.ru.
 ORCID: 0000-0002-2567-6336

motor drives.

Keywords: belt conveyor, suspended belt, mathematical model, failure, suspension, distributed drive, electric circuit breakage.

Date of acceptance for publication: 12.07.2021
Date of publication: 25.09.2021

Author's information:

Evgeniy N. Tolkachev – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Department “Lifting and transport machines and equipment” at Bryansk State Technical University, e-mail: tolkachev_en@mail.ru.
 ORCID: 0000-0002-2567-6336

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8

Acknowledgements

The study was supported by Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

1. Введение

Ленточные конвейеры имеют широкое распространение во всем мире в качестве средства транспортирования насыпных грузов. Являясь наиболее производительным, достаточно эффективным и экономичным в сравнении с прочими видами транспорта, ленточные конвейеры имеют практически неограниченные возможности адаптации технических решений к ландшафту местности географического региона [1-4]. Также ленточные конвейеры могут рассматриваться как важный структурный элемент при реализации эффективных транспортно-логистических технологий в урбанизированной среде [5]. Реализации трасс сложной пространственной конфигурации и значительной протяженности стала возможной благодаря использованию промежуточных приводов, которые позволяют значительно сократить напряжения в ленте, исключить эксплуатационные затраты от использования перегрузочных пунктов, применяемых при каскадной схеме трассы из нескольких конвейеров,

повысить энерговооруженность и надежность [6-9].

Тем не менее, классические ленточные конвейеры имеют ряд существенных трудно устранимых недостатков, обусловленных взаимодействием движущейся грузонесущей конвейерной ленты и стационарных роликовых опор, которые приводят к образованию просыпи, пылению и дроблению транспортируемого груза, интенсивному изнашиванию конвейерной ленты, роликоопор и стоек металлоконструкции, а также повышению сопротивления движению [10-13].

Наиболее широко известные и распространенные типы промежуточных приводов ленточных конвейеров также не лишены недостатков. Барабанный привод требует сооружения добавочного пункта перегрузки, допускает буксование барабанов при недостаточной загрузке ленты и создает ее дополнительный перегиб. Тяговая способность привода линейного типа зависит от его длины, наполненности грузом и угла наклона конвейера [14-16], поэтому в условиях высокой неравномерности грузопотока, когда прижатие двух лент оказывается недоста-

точным для осуществления тяги промежуточным приводом, создается высокая вероятность обрыва грузонесущей ленты на головном барабане [3].

В соответствии с основными направлениями совершенствования конвейерного транспорта [2, 17] в последние десятилетия ведется научно-исследовательская и опытно-конструкторская работа по разработке ленточных конвейеров с подвесной грузонесущей лентой [11, 18], в том числе и с использованием распределенной схемы привода [19, 20]. Такие конвейеры не только лишены основных недостатков классических ленточных конвейеров, но и, как показывают результаты натурных экспериментов и эксплуатационных испытаний, значительно их превосходят [11, 19, 21].

Конструкция конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом (рис. 1), базируется на зарекомендовавшем себя в эксплуатации конвейере с подвесной лентой и стационарным сосредоточенным приводом

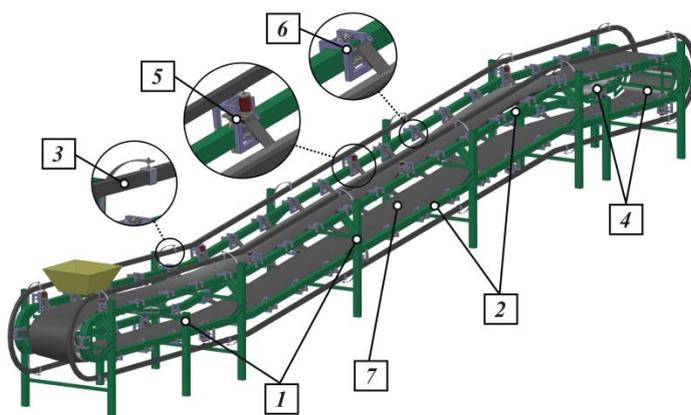


Рис. 1. Общий вид конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом: 1 – став; 2 – направляющие качения; 3 – токоведущий троллейный шинопровод; 4 – стационарные роlikоопоры; 5 – приводные подвески; 6 – неприводные подвески; 7 – лента

2. Постановка задачи исследования

Конвейеры с подвесной грузонесущей лентой и распределенным приводом в виде системы значительного числа высоконагруженных и движущихся однотипных приводных и неприводных подвесок являются сложным техническим объектом, подвер-

[18, 20, 22]. На рис. 2 показан общий вид токоведущего троллейного шинопровода [24]. Однако принципиальное отличие кинематической схемы, заключающееся в распределении тягового усилия вдоль трассы посредством оборудования подвесок индивидуальным мотор-редукторным приводом и регулируемым устройством прижатия ведущего ролика к направляющей качения, позволяет полностью исключить из конструкции металлоемкие и габаритные приводную и натяжную станции, а, следовательно, устранить проблему достаточно сложного предварительного натяжения конвейерной ленты и снять ограничения с максимальной протяженности става конвейера. Дополнительным мероприятием, направленным на снижение металлоемкости става конвейера, является его оптимальное проектирование, которое применительно к конвейеру с подвесной лентой рассмотрено в [23].

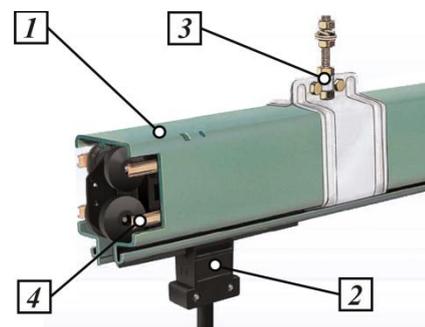


Рис. 2. Общий вид токоведущего троллейного шинопровода: 1 – защитный короб; 2 – токосъемник; 3 – подвесной кронштейн; 4 – медная шина

женным в процессе эксплуатации различным видам отказов вследствие протекающих при их работе деструктивных физических процессов различной природы – усталости, изнашивания, старения, коррозии. Тем не менее, имеется ряд обусловленных особенностями конструкции специфических видов потенциально возможных отказов, способ-

ных оказать определенное негативное воздействие на основные технические характеристики процесса транспортирования – затрачиваемую мощность, производительность и скорость транспортирования. В частности, к их числу относятся отказы, связанные с разрывом подводящей электрической цепи питания мотор-редукторного привода подвески, который, в частности, может быть обусловлен изнашиванием скользящих медно-графитовых башмаков каретки токосъемника, либо отсоединением или разрушением соединительных токопроводящих кабелей [22, 25].

Особенностью протекания названных отказов является то, что сами по себе единичные отказы приводных подвесок практически не могут заметно сказаться на ухудшении технических характеристик конвейера в целом вследствие значительного числа этих подвесок и возможности перераспределения эксплуатационной нагрузки со стороны грузонесущей ленты и транспортируемого груза на остальные подвески, оставшиеся в работоспособном состоянии. Поэтому единичный отказ приводной подвески не может являться основанием для остановки работы конвейера с целью проведения ремонтно-восстановительных мероприятий по устранению такого единичного отказа. Заметное влияние на ухудшение основных технических характеристик конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом в целом могут оказать лишь множественные отказы приводных подвесок. Для каждого конвейера во времени они формируют случайный поток отказов, имеющий выраженный вероятностный характер как по случайным моментам времени возникновения отказов, так и по случайной его локализации в той или иной приводной подвеске. Поэтому практический интерес представляет количественный анализ степени влияния количества и распределения по длине конвейерной ленты отказавших подвесок на основные технические характеристики конвейера.

3. Методология исследования

Для моделирования динамических процессов, протекающих при отказе приводов ведущих подвесок, не оборудованных встроенными тормозами нормально-замкнутого типа, предлагается использовать следующую математическую модель.

Разрыв цепи электропитания сопровождается остановкой электродвигателя мотор-редуктора, при этом приводной ролик подвески имеет возможность вращения. В таком случае крутящий момент на валу мотор-редуктора обращается в ноль, а сопротивления движению остаются неизменными.

Величина, характеризующая подачу электрического тока на привод ведущей подвески, в общем виде может быть записана в виде вектор-столбца, количество элементов которого соответствует количеству приводных подвесок на одном контуре направляющих качения трассы конвейера:

$$N_{omk} = (n_{a,b}),$$

где n – показатель питания электрическим током i -й подвески ($n=0$ – ток не подается, $n=1$ – ток подается); a – количество строк матрицы, равное количеству приводных подвесок (n_n); b – количество столбцов матрицы, равное единице.

Для моделирования случайного распределения отказов приводных подвесок может быть использована функция $rnd(n)$, результат расчета которой необходимо округлить до целого значения.

Связь отказа приводных подвесок со временем обеспечивается следующим условием:

$$N_{omk}(t) = \begin{cases} k_{pc}, & \text{если } t \leq t_{omk}; \\ \text{иначе } N_{om}, & \end{cases}$$

где t_{omk} – время наступления отказа; $k_{pc} = (1_{a,b})$ – величина, отражающая работоспособное состояние всех приводов ведущих подвесок.

Графики изменения величин, характеризующих подачу электрического тока на приводы ведущих подвесок, в зависимости от времени наступления отказа в общем виде представлены на рис. 3.

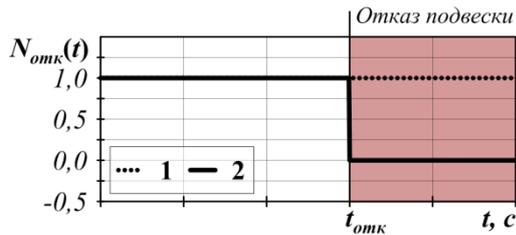


Рис. 3. Графики изменения величин, характеризующих подачу электрического тока на приводы ведущих подвесок:

- 1 – в штатном режиме работы;
- 2 – при наступлении отказа

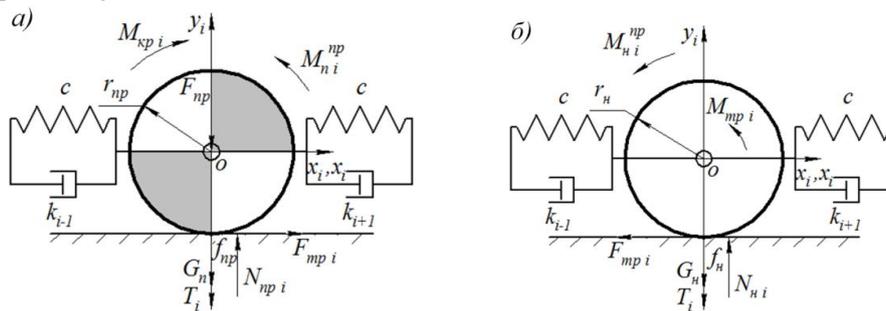


Рис. 4. Расчетные схемы роликов: а – приводного; б – холостого

$$\begin{cases} m_{ni}^{np} \ddot{x}_i = F_{cu_i} + (G_{nc_i} + T_i \sin \beta_i) \sin \alpha_i + c(x_{i-1} - 2x_i + x_{i+1}) + k_i(\dot{x}_{i-1} - 2\dot{x}_i + \dot{x}_{i+1}); \\ m_{ni}^{np} \ddot{y}_i = N_{np_i} - G_{nc_i} \cos \alpha_i - F_{np_i}; \\ J_{ni}^{np} \ddot{\phi}_i = N_{омк}(t) \cdot M_{кpi} - F_{cu_i} r_{np} - N_{np_i} f_{np} \operatorname{sgn}(\dot{x}_i) - M_{ni}^{np} \operatorname{sgn}(\dot{x}_i), \end{cases}$$

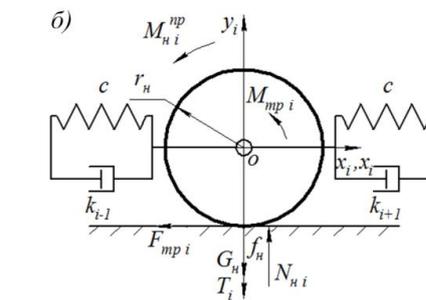
где $F_{cu_i} = F_{cu}(x_i, x_{i+1}, x_{i-1}, \dot{x}_i, \dot{x}_{i+1}, \dot{x}_{i-1}, \dot{\phi}_i)$ – сила сцепления приводного ролика ведущей подвески; $M_{кpi} = M_{кp}(\dot{\phi}_i)$ – крутящий момент на выходном валу привода ведущей подвески; $\dot{x}_i, \dot{x}_{i-1}, \dot{x}_{i+1}$ – линейные скорости исходного, предыдущего и последующего роликов; x_i, x_{i-1}, x_{i+1} – перемещения исходного, предыдущего и последующего роликов; m_{ni}^{np} ,

$$\begin{cases} m_{ni}^{np} \ddot{x}_i = -F_{cu_i} + (G_{ni} + T_i \sin \beta_i) \sin \gamma_i + c(x_{i-1} - 2x_i + x_{i+1}) + k_i(\dot{x}_{i-1} - 2\dot{x}_i + \dot{x}_{i+1}); \\ m_{ni}^{np} \ddot{y}_i = N_{ni} - (G_{ni} + T_i \sin \beta_i) \cos \gamma_i; \\ J_{ni}^{np} \ddot{\phi}_i = F_{cu_i} r_n - N_{ni} f_{np} \operatorname{sign}(\dot{x}_i) - M_{mpi} \operatorname{sgn}(\dot{x}_i) - M_{ni}^{np} \operatorname{sgn}(\dot{x}_i), \end{cases}$$

где $M_{mpi} = \mu_{np} r_{oi}$ – момент трения скольжения в оси неприводного ролика; m_{ni}^{np} , J_{ni}^{np} – суммарные приведенные масса и момент инерции ведомой подвески.

Системы уравнений движения подвесок преобразованы с учетом возможности проскальзывания только приводных роликов модели. Движение всех подвесок одного

Кроме того, для исключения самопроизвольного перемещения механической системы под действием сил сопротивлений в обратном направлении, в математическую модель также вводится функция знака $\operatorname{sgn}(x)$ [26]. Таким образом, с учетом выше перечисленных особенностей уравнения движения приводного (рис. 4, а) и холостого (рис. 4, б) роликов [18, 22, 27, 28] при моделировании отказа записываются в виде следующих выражений:



J_{ni}^{np} – суммарные приведенные масса и момент инерции ведущей подвески; c – приведенная жесткость упругого элемента (ленты); k_i – коэффициент сопротивления демпфирующего элемента.

Система уравнений движения неприводного ролика ведомой подвески:

контура направляющей качения конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом согласно математической модели описывается системой дифференциальных уравнений первого порядка, количество которых определяется числом и типом подвесок.

Общий вид системы уравнений выглядит как

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{dx_1}{d\tau} &= \dot{x}_1; \\
 \frac{d\dot{x}_1}{d\tau} &= \frac{1}{m_{h1}^{np}(x_1)} \left[F_{cu1} + (G_{n1} + T_1 \sin \beta_1) \cdot \sin \alpha(x_1) + c \cdot (x_n - 2x_1 + x_2 - L_{mp}) + k_1(\dot{x}_n - 2\dot{x}_1 + \dot{x}_2) \right]; \\
 \frac{d\varphi_1}{d\tau} &= \dot{\varphi}_1; \\
 \frac{d\dot{\varphi}_1}{d\tau} &= \frac{1}{J_{n1}^{np}} \left[N_{om\kappa}(t)_1 \cdot M_{kp1} - F_{cu1} r_n - M_{n1}^{np} \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) - f(G_{nc1} \cos \alpha_1 + F_{np}) \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) \right]; \\
 \frac{dx_2}{d\tau} &= \dot{x}_2; \\
 \frac{d\dot{x}_2}{d\tau} &= \frac{r_h}{J_{h2}^{np} + m_{h2}^{np} r_h^2} \left\{ -M_{h2}^{np} \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_2) + r_h \left[(G_{h2} + T_2 \sin \beta_2) \sin \gamma_2 + c(x_1 - 2x_2 + x_3) + \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + k_2(\dot{x}_1 - 2\dot{x}_2 + \dot{x}_3) \right] - (f_{hp} + \mu_{hp_o} r_o) (G_{h2} + T_2 \sin \beta_2) \cos \gamma_2 \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_2) \right\}; \\
 \frac{dx_3}{d\tau} &= \dot{x}_3; \\
 \frac{d\dot{x}_3}{d\tau} &= \frac{r_h}{J_{h3}^{np} + m_{h3}^{np} r_h^2} \left\{ -M_{h3}^{np} \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_3) + r_h \left[(G_{h3} + T_3 \sin \beta_3) \sin \gamma_3 + c(x_2 - 2x_3 + x_4) + \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + k_2(\dot{x}_2 - 2\dot{x}_3 + \dot{x}_4) \right] - (f_{hp} + \mu_{hp_o} r_o) (G_{h3} + T_3 \sin \beta_3) \cos \gamma_3 \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_3) \right\}; \\
 \dots \\
 \frac{dx_j}{d\tau} &= \dot{x}_j; \\
 \frac{d\dot{x}_i}{d\tau} &= \frac{1}{m_{hi}^{np}} \left[F_{cui} + (G_{ni} + T_i \sin \beta_i) \sin \alpha_i + c(x_{i-1} - 2x_i + x_{i+1}) + k_i(\dot{x}_{i-1} - 2\dot{x}_i + \dot{x}_{i+1}) \right]; \\
 \frac{d\varphi_j}{d\tau} &= \dot{\varphi}_j; \\
 \frac{d\dot{\varphi}_i}{d\tau} &= \frac{1}{J_{ni}^{np}} \left[N_{om\kappa}(t)_i \cdot M_{kpi} - F_{cui} r_n - M_{ni}^{np} \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_i) - f_1(G_{nci} \cos \alpha_i + F_{np}) \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_i) \right]; \\
 \dots \\
 \frac{dx_n}{d\tau} &= \dot{x}_n; \\
 \frac{d\dot{x}_n}{d\tau} &= \frac{r_h}{J_{hn}^{np} + m_{hn}^{np} r_h^2} \left\{ -M_{hn}^{np} \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_n) + r_h \left[(G_{hn} + T_n \sin \beta_n) \sin \gamma_n + c(x_{n-1} - 2x_n + x_{n+1} + L_{mp}) + \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + k_n(\dot{x}_{n-1} - 2\dot{x}_n + \dot{x}_{n+1}) \right] - (f_{hp} + \mu_{hp_o} r_o) (G_{hn} + T_n \sin \beta_n) \cos \gamma_n \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_n) \right\}.
 \end{aligned} \right.$$

где



$$F_{cu}(x_1, x_2, x_n, \dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_n, \dot{\varphi}_1, t_1) = \begin{cases} \mu_{np}(G_{nc1} \cos \alpha_1 + F_{np}), & \text{если } \dot{\varphi}_1 r_{np} - \dot{x}_1 > 0; \\ -\mu_{np}(G_{nc1} \cos \alpha_1 + F_{np}), & \text{если } \dot{\varphi}_1 r_{np} - \dot{x}_1 < 0; \end{cases}$$

$$= \frac{1}{J_{ni}^{np} + m_{ni}^{np} r_{np}^2} \left\{ m_{ni}^{np} r_{np} (N_{omk}(t)_1 \cdot M_{kp1} - M_{n1}^{np} \cdot \text{sgn}(\dot{x}_1) - N_{np1} f_1 \cdot \text{sgn}(\dot{x}_1)) - \right.$$

$$\left. - J_{n1}^{np} [(G_{n1} + T_1 \sin \beta_1) \sin \alpha_1 + c(x_n - 2x_1 + x_2 - L_{mp}) + k_1(\dot{x}_n - 2\dot{x}_1 + \dot{x}_2)] \right\}.$$

при начальных условиях

$$x_i(\tau = 0) = -h_n(i-1), \quad \dot{x}_i(\tau = 0) = 0, \quad \varphi_i(\tau = 0) = 0, \quad \dot{\varphi}_i(\tau = 0) = 0.$$

Для решения системы дифференциальных уравнений используется численный метод Рунге-Кутты 4-го порядка.

В качестве эталонного варианта выбран конвейер с подвесной лентой и распределенным приводом, со следующими техническими характеристиками (табл. 1), конфигурацией трассы (рис. 5) и расположением подвесок (рис. 6) [29, 30].

Моделирование динамики конвейера выполнялось в интервале времени от 0 до 100 с шагом 0,01 с. Время наступления отказа приводной подвески № 1 принято равным 30 с. Начальные линейные перемещения подвесок равны длине пути от начала грузовой ветви вдоль направляющих качения до соответствующих подвесок, в то время как угловые перемещения, а также линейные и угловые скорости принимались равными 0.

Таблица 1

Технические характеристики эталонного конвейера

Технический параметр	Значение параметра
Общие	
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_{dy} , шт.	4
Шаг подвесок h_n , м	0,8
Подвесок	
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

Окончание табл. 1

Технический параметр	Значение параметра
Масса приводного ролика m_{np} , кг	2,0
Масса мотор-редуктора m_{mr} , кг	4,2
Масса металлоконструкции несущей секции $m_{мкнс}$, кг	7,0
Масса неприводного ролика $m_{нр}$, кг	0,07
Масса металлоконструкции неприводной подвески $m_{мкнт}$, кг	5,0
Наружный радиус приводного ролика r_{np} , м	0,065
Наружный радиус холостого ролика $r_{нр}$, 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) $f_{нр}$, м	0,001
Коэффициент трения скольжения в оси неприводного ролика $\mu_{нрo}$	0,03
Количество холостых роликов в приводной подвеске k_{II} , шт.	6
Количество холостых роликов в неприводной подвеске k_H , шт.	4
Ленты	
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

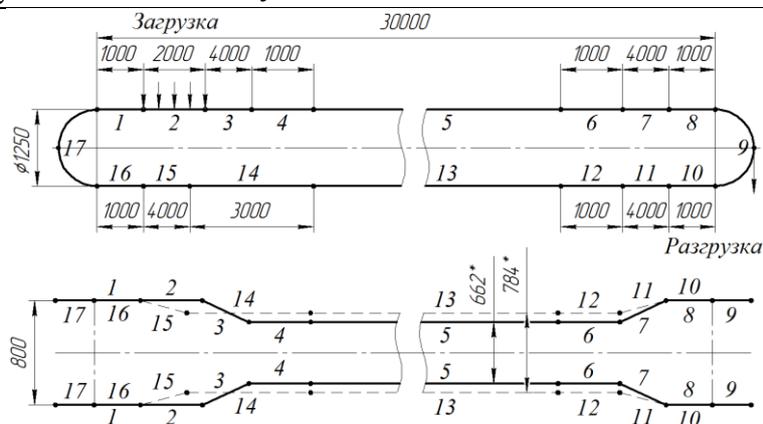


Рис. 5. Схема трассы эталонного конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом:
1-8 – грузовая ветвь; 10-16 – холостая ветвь; 9, 17 – концевые поворотные участки;
2 – загрузочный пункт; 3, 11 – желобообразующие участки; 7, 15 – выполаживающие участки; 5, 13 – линейные участки



Рис. 6. Схема исходного расположения ведущих и ведомых подвесок на трассе конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом

В работе [22] представлены результаты сравнительной оценки влияния результатов моделирования динамических характеристик конвейеров для случаев упорядоченного и произвольного расположения отказавших приводных подвесок, а также при различном времени наступления отказа. Установлено, что для выполнения расчетов, связанных с исследованием влияния на показатели конвейера общего количества отказавших приводных подвесок достаточно выявить основные промежуточные расчетные случаи упорядоченного расположения отказавших подвесок. В табл. 2 представлены принятые в соответствии с параметрами эталонной конструкции конвейера расчетные варианты взаимного расположения отказавших подвесок на трассе.

В приведенной табл. 2 расчетные варианты имеют обозначение в виде $B_{X,Y}$, где X – общее количество отказавших приводных подвесок; Y – количество групп последовательно отказавших приводных подвесок, расположенных с равным шагом вдоль трассы.

4. Обсуждение результатов

Обобщенные результаты распределения величин главных технических характеристик конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом в зависимости от количества и конфигурации на трассе отказавших приводных подвесок представлено на рис. 7. Видно, что при сокращении количества групп последовательно отказавших приводных подвесок, расположенных с равным шагом вдоль трассы, технические характеристики конвейера ухудшаются: скорость движения грузонесущей ленты и общая мощность приводов снижаются, а продольные

растягивающие напряжения в ленте повышаются.

Представленные результаты подтверждают, что при увеличении концентрации отказавших приводных подвесок в одной области, т.е. при отказе приводных подвесок одной группой последовательно расположенных друг за другом подвесок, исследуемые технические характеристики конвейера принимают наиболее неблагоприятные значения [22]. Поэтому далее более подробно рассматриваются результаты расчета динамических характеристик в зависимости от количества отказавших приводных подвесок, находящихся в составе одной группы последовательно расположенных приводных подвесок.

Изменение во времени мощности конвейера и скорости движения грузонесущего полотна при отказах приводных подвесок происходит в соответствии с зависимостями, приведенными на рис. 8.

В моделируемый момент времени наступления отказа приводных подвесок (10 с) происходит достаточно резкое падение величин исследуемых динамических характеристик. После чего, для расчетных вариантов $B_{2,1} - B_{17,1}$ мощность и скорость конвейера принимают некоторые средние значения и сохраняют их на протяжении оставшегося времени моделирования. Для вариантов $B_{18,1} - B_{20,1}$ исследуемые динамические характеристики обращаются в ноль. В целом из результатов моделирования видно, что при увеличении количества отказавших приводных подвесок мощность и скорость конвейера убывают нелинейным образом. Зависимости средних значений мощности конвейера и скорости транспортирования, измеренных после наступления отказа, от количества вышедших из строя приводных подвесок приведены на рис. 9.

Таблица 2

Основные промежуточные расчетные варианты сочетания отказавших приводных подвесок эталонной конструкции конвейера (табл. 1)

Вариант	Номер приводной подвески																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$B_{0,0}$																				
$B_{1,1}$	X																			
$B_{2,1}$	X	X																		
$B_{3,1}$	X	X	X																	
$B_{4,1}$	X	X	X	X																
$B_{5,1}$	X	X	X	X	X															
$B_{6,1}$	X	X	X	X	X	X														
$B_{7,1}$	X	X	X	X	X	X	X													
$B_{8,1}$	X	X	X	X	X	X	X	X												
$B_{9,1}$	X	X	X	X	X	X	X	X	X											
$B_{10,1}$	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X										
$B_{11,1}$	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X									
$B_{12,1}$	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X								
$B_{13,1}$	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X							
$B_{14,1}$	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
$B_{15,1}$	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
$B_{16,1}$	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X				
$B_{17,1}$	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X			
$B_{18,1}$	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
$B_{19,1}$	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
$B_{20,1}$	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
$B_{2,2}$											X									
$B_{4,2}$											X	X								
$B_{6,2}$											X	X	X							
$B_{8,2}$											X	X	X	X						
$B_{10,2}$											X	X	X	X	X					
$B_{12,2}$											X	X	X	X	X	X				
$B_{14,2}$											X	X	X	X	X	X	X			
$B_{16,2}$											X	X	X	X	X	X	X	X		
$B_{18,2}$											X	X	X	X	X	X	X	X	X	
$B_{4,4}$																				
$B_{8,4}$																				
$B_{12,4}$																				
$B_{16,4}$																				
$B_{5,5}$																				
$B_{10,5}$																				
$B_{15,5}$																				
$B_{10,5}$																				

Продольные напряжения в конвейерной ленте при отказе приводных подвесок изменяются следующим образом (рис. 10, а). Наглядно видно, что с увеличением количества вышедших из строя приводных подвесок величина напряжений в конвейерной ленте по-

вышается во всех точках трассы. На рис. 10, б представлен график изменения максимальных значений продольных напряжений, соответствующих участку конечному поворотному участку 9.

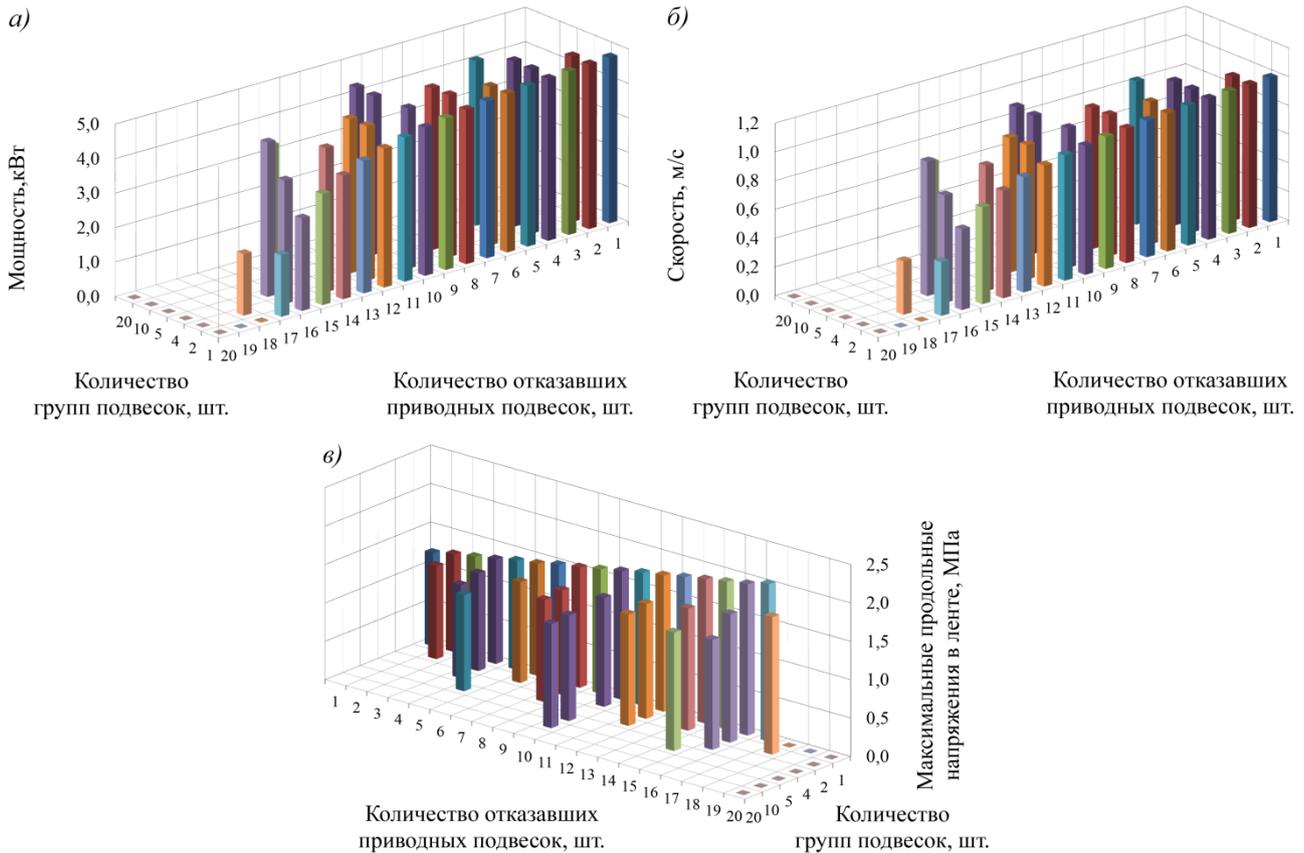


Рис. 7. Распределение величин технических характеристик конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом в зависимости от взаимного сочетания на трассе отказавших приводных подвесок: а – общей мощности приводов; б – скорости транспортирования; в – максимальных продольных напряжений в ленте

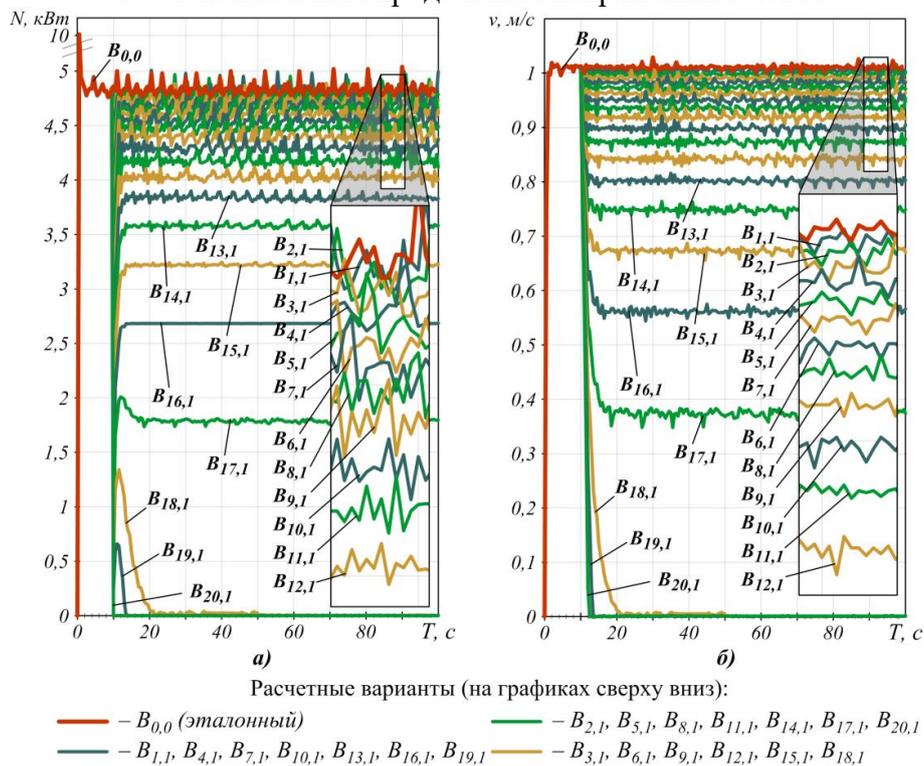


Рис. 8. Изменение во времени в зависимости от количества отказавших подвесок технических характеристик конвейера: а – мощности; б – скорости

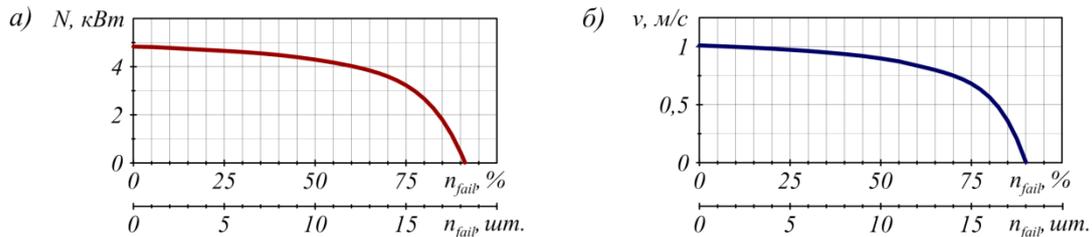


Рис. 9. Изменение в зависимости от количества отказавших подвесок технических характеристик конвейера: а – мощности; б – скорости

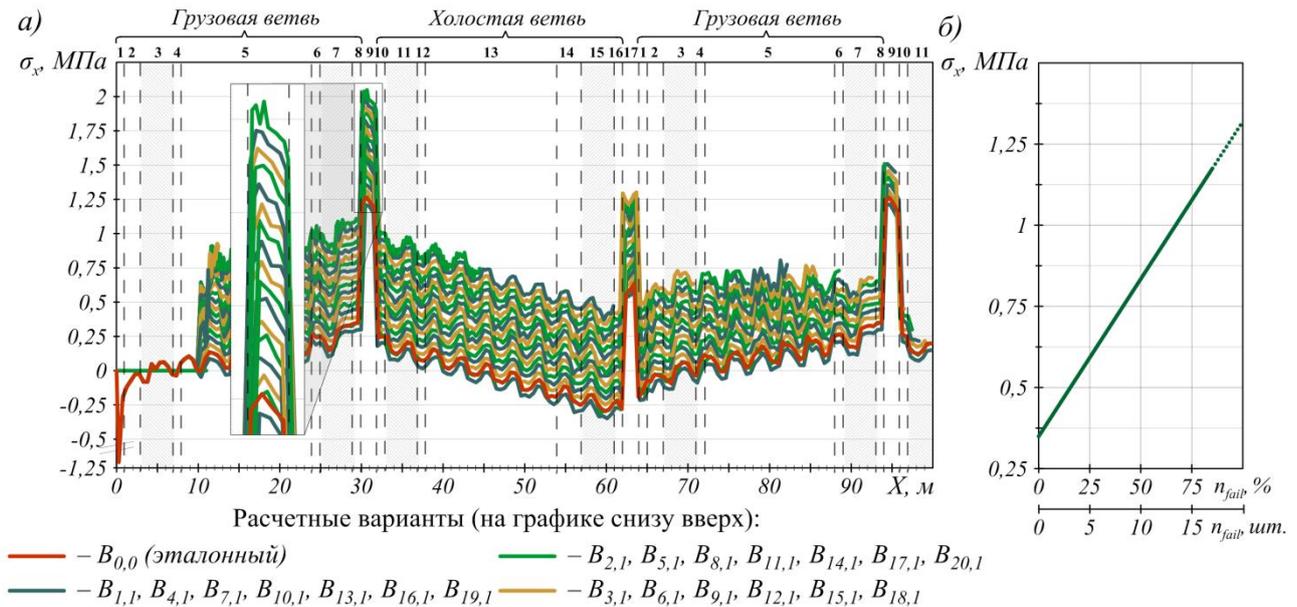


Рис. 10. Зависимости напряжений в ленте конвейера от количества отказавших подвесок:
 а – продольных напряжений вдоль трассы конвейера;
 б – максимальных продольных напряжений

5. Заключение

Конвейер с подвесной лентой и распределенным приводом эталонной конструкции способен осуществлять транспортирование груза со сниженными техническими характеристиками при отказе до 90% от общего количества приводных подвесок. Реальные эксплуатационные показатели главным образом определяются техническими характеристиками, используемых в подвесках мотор-редукторных приводах.

Используемый подход моделирования отказов ведущих подвесок конвейера позволяет оценивать допустимые значения основных технических характеристик и, таким образом, планировать диагностические или планово-предупредительные ремонты конвейеров с подвесной грузонесущей лентой и распределенным приводом в зависимости от их конструктивных параметров, трассы и вида транспортируемого груза, режима эксплуатации.

Список литературы

1. Левис А., Гребенщиков А.Л. Транспортирование насыпных материалов конвейерами большой протяженности // Горная промышленность. 2003. № 5. С. 27-29.
2. Пертен Ю.А. Конвейерный транспорт XXI века // Транспорт Российской Федерации. 2005. № 1. С.42-43.
3. Труфанова И.С. Обоснование рациональных параметров промежуточных линейных приводов с прижимными элементами для ленточных конвейеров: дис. ... канд. тех. наук. / СПб., 2014. 151 с.
4. Karolewski B., Ligocki P. Modelling of long belt conveyors // Maintenance and reliability. 2014. Vol. 16, No. 2. P. 179-187.
5. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону, ДГТУ, 2019. 268 с.
DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132>
6. Дьяков В.А., Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г., Запенин И.В., Пухов Ю.С., Шешко Е.Е. Ленточные конвейеры в горной промышленности. М.: Недра, 1982. 349 с.
7. Тарасов Ю.Д., Юнгмейстер Д.А., Авдеев В.А. Промежуточные приводы ленточных конвейеров. М.: Недра, 1996. 157 с.
8. Alspaugh M.A. Longer Overland Conveyors with Distributed Power. Rockwell Automation Fair. St Louis, MO, USA, 2005. 10 p.
9. Хачатрян С.А., Киборт А.Н. Экономическая эффективность применения многоприводных ленточных конвейеров Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2013. № 3. С. 385-389.
10. Swinderman R.T., Goldbeck R.T., Marti A.D. Foundations-3. The Practical Resource for Total Dust and Material Control. USA: Martin Engineering Neponset, Illinois, 2002. 216 p.
11. Толкачев Е.Н. Выбор рациональных конструктивных параметров конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально-замкнутой трассой: дис. ... канд. тех. наук. / Москва: МАДИ, 2017. 198 с.

References

1. Levis A., Grebenshchekov A.L. Transportation of bulk materials by long-distance conveyors. *Gornaya promyshlennost*, 2003, No.5, pp. 27-29.
2. Perten Yu.A. *Konveyernyy transport XXI veka* [Conveyor transport of the XXI century]. *Transport Rossiyskoy Federatsii*, 2005, No.1, pp.42-43. (In Russian)
3. Trufanova I.S. *Obosnovanie ratsionalnykh parametrov promezhutochnykh lineynykh privodov s prizhimnymi elementami dlya lentochnykh konveyerov* [Substantiation of rational parameters of intermediate linear drives with clamping elements for belt conveyors]. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Saint-Petersburg, 2014. 151 p. (In Russian)
4. Karolewski B., Ligocki P. Modelling of long belt conveyors. *Maintenance and reliability*, 2014, Vol. 16, No. 2, pp. 179-187.
5. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and machines for the digital urban environment]. *Rostov-on-Don, Don State Technical University*, 2019. 268 p.
DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132> (In Russian)
6. Spivakovskiy A.O., Dyakov V.A., Shahmeyster L.G., Dmitriev V.G., Zapenin I.V., Puhov Yu.S., Sheshko E.E. *Lentochnye konveyery v gornoy promyshlennosti* [Belt conveyors in mining industry]. Moscow, Nedra, 1982. 349 p. (In Russian)
7. Tarasov Yu.D., Yungmeyster D.A., Avdeev V.A. *Promezhutochnye privody lentochnykh konveyerov* [Intermediate drives of belt conveyors]. Moscow, Nedra, 1996. 157 p. (In Russian)
8. Alspaugh M.A. Longer Overland Conveyors with Distributed Power. Rockwell Automation Fair. St Louis, MO, USA, 2005. 10 p.
9. Hachatryan S.A., Kibort A.N. *Ekonomicheskaya effektivnost primeneniya mnogoprivodnykh lentochnykh konveyerov* [Economic efficiency of using multidrive belt conveyors]. *Gornyy informatsionno-*

12. Lihua Zhao, Lin Yin. Typical failure analysis and processing of belt conveyor // *Procedia Engineering*. 2011. Vol. 26. P. 942-946.
13. Gurjar R.S., Yadav A. Failure Analysis of Belt Conveyor system in a Thermal Power Plant // *International Journal of Advanced Technology & Engineering Research (IJATER)*. 2012. Vol. 2. No.3. P. 195-200.
14. Goncharov K.A. A mathematical model of the distribution of tractive efforts between drives of a belt conveyor with hydraulic couplings at their failure // *Proceedings of 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS 2015): December 1-4, 2015 Tomsk Polytechnic University, IEEE Catalog Number: CFP1561Y-ART, 02-15-NSAP*.
15. Goncharov K.A., Grishin A.V. Theoretical study of influence of belt tension of intermediate belt conveyor drive on value of zone of relative slip of traction and carrying belts // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* 87 (2017) 022008. DOI: 10.1088/1755-1315/87/2/022008.
16. Гончаров К.А., Гришин А.В. Экспериментальный стенд для исследования влияния конструкции промежуточного ленточного привода ленточного конвейера на его рабочие процессы // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2017. № 1. С. 52-59. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-01-52-59.
17. Ефременков А.Б., Казанцев А.А., Блащук М.Ю. Горные машины и оборудование. Введение в специальность. Ч.1. Томск: ТПУ, 2009. 152 с.
18. Лагереv А.В., Толкачев Е.Н., Бословяк П.В. Проектирование и исследования конвейеров с подвесной грузонесущей лентой. Брянск: РИО БГУ, 2016. 303 с.
DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1197308>
19. Nuttall A. Design Aspects of Multiple Driven Belt Conveyors: Doctoral dissertation. Delft: Delft University of Technology, 2007. 158 p.
20. Лагереv А.В., Дунаев В.П. Конвейеры с подвесной грузонесущей лентой – инновационный вид машин непрерывного
- analiticheskiiy byulleten (nauchno-tekhnicheskiiy zhurnal)*, 2013, No.3, pp. 385-389. (In Russian)
10. Swinderman R.T., Goldbeck R.T., Marti A.D. Foundations-3. The Practical Resource for Total Dust and Material Control. USA: Martin Engineering Neponset, Illinois, 2002. 216 p.
11. Tolkahev E.N. Selection of rational design parameters of a conveyor with a suspended belt, a distributed drive and a vertically closed track. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow, 2017. 198 p. (In Russian)
12. Lihua Zhao, Lin Yin. Typical failure analysis and processing of belt conveyor. *Procedia Engineering*, 2011, Vol. 26, pp. 942-946.
13. Gurjar R.S., Yadav A. Failure Analysis of Belt Conveyor system in a Thermal Power Plant. *International Journal of Advanced Technology & Engineering Research*, 2012, Vol. 2, No.3, pp. 195-200.
14. Goncharov K.A. A mathematical model of the distribution of tractive efforts between drives of a belt conveyor with hydraulic couplings at their failure. *Proceedings of 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS 2015): December 1-4, 2015 Tomsk Polytechnic University, IEEE Catalog Number: CFP1561Y-ART, 02-15-NSAP*.
15. Goncharov K.A., Grishin A.V. Theoretical study of influence of belt tension of intermediate belt conveyor drive on value of zone of relative slip of traction and carrying belts. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2017, Vol. 87, 022008. DOI: 10.1088/1755-1315/87/2/022008.
16. Goncharov K.A., Grishin A.V. Experimental test bench for the study of impact of intermediate belt drive construction of belt conveyor on its operation. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.1, pp. 52-59. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-01-52-59 (In Russian)
17. Efremenkov A.B., Kazantsev A.A., Blashchuk M.Yu. *Gornye mashiny i oborudovanie. Vvedenie v spetsialnost. CH.1.* [Mining machines and equipment. Introduction to the specialty. V.1.]. Tomsk, Izdatelstvo

транспорта // Справочник. Инженерный журнал, 2009. № 10. С. 9-14.

21. Лагереv А.В., Кулешов Д.Ю. Динамические процессы при переходных режимах работы дискретного участка конвейера с распределенным приводом // Вестник Брянского государственного технического университета. 2013. №2 (38). С. 50-56. DOI: 10.5281/zenodo.1302028

22. Лагереv А.В., Толкачев Е.Н., Гончаров К.А. Моделирование рабочих процессов и проектирование многоприводных ленточных конвейеров. Брянск: РИО БГУ, 2017. 384 с. DOI: 10.5281/zenodo.1196612

23. Лагереv А.В., Бословьяк П.В. Универсальная методика оптимального проектирования металлоконструкций конвейеров с подвесной лентой // Вестник Брянского государственного технического университета. 2014. № 1 (41). С. 31-36. DOI: 10.5281/zenodo.1302225

24. Московский Б.Г. Современные системы электропитания машин и механизмов. Порядок выбора шинопроводов для мостовых грузоподъемных кранов // Подъемно-транспортное дело. 2016. № 4-5 (86). С. 20-23.

25. Толкачев Е.Н. Математическая модель отказа приводов ведущих подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при разрыве электроцепи // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2017. № 2. С. 178-189. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-02-178-189.

26. Никитин С.В. Динамическая модель ленточного конвейера // Современное машиностроение. Наука и образование. 2014. № 4. С. 722-731.

27. 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. P. 271-279. DOI: 10.15866/iremos.v9i4.9808.

28. Лагереv А.В., Толкачев Е.Н. Исследование движения подвесок дискретного участка конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально-замкнутой трассой с помощью одномассовой динамической модели // Вестник Брян-

Tomskogo politekhnicheskogo universiteta, 2009. 152 p. (In Russian)

18. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Boslovyak P.V. *Proektirovanie i issledovaniya konveyerov s podvesnoy gruzonesushchey lentoy* [Design and research of the conveyor with hanging ribbon]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 303 p.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1197308> (In Russian)

19. Nuttall A. Design Aspects of Multiple Driven Belt Conveyors: Doctoral dissertation. Delft: Delft University of Technology, 2007. 158 p.

20. Lagerev A.V., Dunaev V.P. Conveyors with suspension carrying belt – new type of continuous transport machines. *Inzhenerniy zhurnal. Spravochnik*, 2009, No.10, pp.9-14. (In Russian)

21. Lagerev A.V., Kuleshov D.Yu. Dynamic processes of discrete section of a conveyor with suspended belt and distributed drive at transient state of work. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.2, pp. 50-56. DOI: 10.5281/zenodo.1302028 (In Russian)

22. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Goncharov K.A. *Modelirovanie rabochnik protsessov i proektirovanie mnogoprivodnykh lentochnykh konveyerov* [Modeling of work processes and design of multi-drive belt conveyors]. Bryansk, RIO BGU, 2017. 384 p. DOI: 10.5281/zenodo.1196612 (In Russian)

23. Lagerev A.V., Boslovyak P.V. *Universalnaya metodika optimalnogo proektirovaniya metallkonstruktsiy konveyerov s podvesnoy lentoy* [Universal method for optimal design of steel structures conveyors with hanging belt]. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, No.1, pp. 31-36. DOI: 10.5281/zenodo.1302225 (In Russian)

24. Moskovskiy B.G. *Sovremennye sistemy elektropitaniya mashin i mekhanizmov. Poryadok vybora shinoprovodov dlya mostovykh gruzopodemnykh kranov* [Modern power supply systems of machines and mechanisms. The procedure for the selection of busbars for bridge cranes]. *Podemno-transportnoe delo*, 2016, No. 4-5 (86), pp. 20-23. (In Russian)

ского государственного технического университета. 2013. №4 (40). С. 33-40. DOI: 10.5281/zenodo.1302214

29. Лагереv А.В., Толкачев Е.Н. Математическая модель конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально замкнутой трассой // Вестник Брянского государственного технического университета. 2014. №2 (43). С. 44-52. DOI: 10.5281/zenodo.1302231

30. 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. № 10. P. 4669-4678. DOI: 10.1007/s12206-017-0913-7

25. Tolkachev E.N. Mathematical model of failure the drives suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive at break in the electric chain. *Nauchno-tekhnichestkiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.2, pp. 178-189. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-02-178-189. (In Russian)

26. Nikitin S.V. *Dinamicheskaya model lentochnogo konveyera* [Dynamic model of belt conveyor]. *Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie*, 2014, No. 4, pp.722-731. (In Russian)

27. 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. DOI: 10.15866/iremos.v9i4.9808.

28. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. The study of the motion of suspensions of discrete section of a conveyor with suspended belt, distributed drive, and the vertically-closed track with the single-mass dynamic model. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.4, pp. 33-40. DOI: 10.5281/zenodo.1302214 (In Russian)

29. 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. DOI: 10.5281/zenodo.1302231 (In Russian)

30. 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. DOI: 10.1007/s12206-017-0913-7

УДК (UDC) 624.21.014.2

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ МОСТОВ ДЛЯ
ПРЕОДОЛЕНИЯ ИСКУССТВЕННЫХ СООРУЖЕНИЙ
СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫМИ МНОГООСНЫМИ КОЛЕСНЫМИ
ТРАНСПОРТНЫМИ СРЕДСТВАМИASSESSMENT OF THE POSSIBILITY OF USING MOBILE BRIDGES TO OVERCOME
MAN-MADE STRUCTURES BY SPECIALIZED MULTI-AXLE WHEELED VEHICLESТропин С.Л.^{1,2}, Мисинев А.Н.¹, Гнездилов С.Г.²
Tropin S.L.^{1,2}, Misinev A.N.¹, Gnezdilov S.G.²¹ – ООО ОКБ «Спецтяжпроект» (Москва, Россия)² – Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)¹ – OKB Spetstyazhproekt Ltd. (Moscow, Russian Federation)² – Bauman Moscow State Technical University (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. В статье приведены общие сведения о двухопорных мобильных мостах, предназначенных для бесконтактного переезда специализированных многоосных колесных транспортных средств с тяжеловесными грузами поверх искусственных сооружений. Также даны рекомендации по обоснованию возможности их использования для решения конкретных задач. В указанных рекомендациях содержатся полученные методами строительной механики выражения, на основе которых можно определить не только требуемый (минимальный) строительный подъем мобильного моста, необходимый для обеспечения нормального проезда транспортного средства, но и оценить напряженное состояние мобильного моста, а также определить характер деформирования мобильного моста в процессе передвижения по нему транспортного средства. Представленные рекомендации позволяют в первом приближении оценить пригодность доступных решений мобильного моста для проезда специализированных многоосных транспортных средств поверх искусственных сооружений в зависимости от требуемых пролета мобильного моста и нагрузки от транспортного средства на мобильный мост. В статье приведен также пример решения конкретной задачи на основе указанных рекомендаций, в соответствии с которым при пролете мобильного моста 23,4 м и рабочей нагрузке от одной оси транспортного средства равной 33,5 т требуемый строительный подъем моста равен 400 мм, а наибольшие эквивалентные напряжения будут составлять порядка 380 МПа.

Ключевые слова: мобильный мост, тяжеловесный груз, крупногабаритный груз, специализированное многоосное транспортное средство.

Дата принятия к публикации: 28.06.2021
Дата публикации: 25.09.2021

Abstract. The article provides general information about double-support mobile bridges designed for contactless movement of heavily loaded specialized multi-axle wheeled vehicles on top of man-made structures. Also, recommendations are given on substantiating the possibility of their use for solving specific problems. These recommendations contain expressions obtained by the methods of structural mechanics, on the basis of which it is possible to determine not only the required (minimum) camber of the mobile bridge, which is necessary to ensure the normal passage of the vehicle, but also to assess the stress state of the mobile bridge, as well as to determine the nature of the deformation of the mobile bridge when vehicle moves along it. The presented recommendations allow, at a first approximation, to assess the suitability of the available solutions of a mobile bridge for the passage of specialized multi-axle vehicles over man-made structures, depending on the required span of the mobile bridge and the load from the vehicle on the mobile bridge. The article also provides an example of solving a specific problem on the basis of these recommendations, in accordance with which, when a mobile bridge is spanned 23.4 m and a working load from one axis of the vehicle is equal to 33.5 tons, the required camber is 400 mm, and the highest equivalent stresses will be about 380 MPa.

Keywords: mobile bridge, portable bridge, heavy cargo, oversized cargo, self-propelled modular transporter.

Date of acceptance for publication: 28.06.2021
Date of publication: 25.09.2021

Сведения об авторах:

Тропин Сергей Львович – кандидат технических наук, доцент, генеральный директор ООО ОКБ «Спецтяжпроект», заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, e-mail: tropin@bmstu.ru.

Мисинев Александр Николаевич – кандидат технических наук, технический директор ООО ОКБ «Спецтяжпроект», e-mail: misinev.alexandr@okb-om.ru.

Гнездилов Сергей Геннадьевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, e-mail: gnezdilov@bmstu.ru.

ORCID: 0000-0002-3215-3840

Authors' information:

Sergey L. Tropin – PhD (Eng), Associate Professor, General Director of OKB Spetstyazhproekt Ltd., Head of Department of Hoisting and Conveying Systems, Bauman Moscow State Technical University, e-mail: tropin@bmstu.ru.

Alexander N. Misinev – PhD (Eng), Technical Director of OKB Spetstyazhproekt Ltd., e-mail: misinev.alexandr@okb-om.ru.

Sergey G. Gnezdilov – PhD (Eng), Associate Professor, Associate Professor of Department of Hoisting and Conveying Systems, Bauman Moscow State Technical University, e-mail: gnezdilov@bmstu.ru.

ORCID: 0000-0002-3215-3840

1. Введение

Провоз тяжеловесных грузов специализированными многоосными колесными транспортными средствами (далее – транспортное средство) по искусственным сооружениям невозможен при превышении ими допустимых нормативных нагрузок, установленных для данных сооружений. В этих случаях применяют двухопорные мобильные мосты (далее – мобильный мост) (англ. *fly over bridge*, нем. *Brückenüberfahrssystem*), которые устанавливают без прямого контакта поверх существующих сооружений [1] с опиранием на места, расположенные за пределами искусственного сооружения и имеющие достаточную несущую способность. В отличие от широко применяемых в военной сфере решений [2–5] мобильные мосты для тяжеловесных грузов обладают значительно более высокой несущей способностью. На рис. 1 показана принципиальная схема применения мобильных мостов для преодоления искусственных сооружений.

2. Двухопорное решение мобильного моста и постановка задач

Для провоза тяжеловесных грузов поверх искусственных сооружений возможны оригинальные подходы [6]. В публикации ограничимся рассмотрением компактных двухопорных решений мобильных мостов, располагающихся под колесами транспортного средства (рис. 2). Мобильные мосты по-

строены по модульному принципу, а их решения с требуемыми характеристиками, как конструктор, собираются из готовых компонентов. Мобильный мост включает несколько параллельно идущих путей, основу каждого из которых составляет пролетное строение, которое условно можно подразделить на два типа: «плита» и «балка» (рис. 2). Для заезда на собранное пролетное строение по концам пути устанавливают наклонные пандусы. Пролетное строение, в свою очередь, собирается из различных секций, длины которых выбираются с учетом возможности минимизации длины пролета мобильного моста. Модульный принцип построения мобильного моста позволяет оптимизировать его длину, минимизировать затраты на мобилизацию и сборку, обеспечить требуемый строительный подъем пролетного строения.

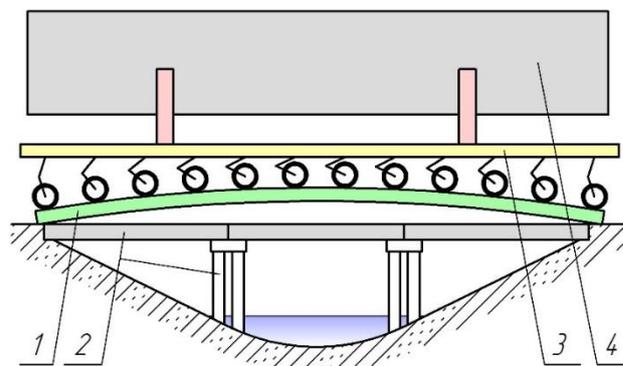


Рис. 1. Схема передвижения поверх существующего моста:

- 1 – мобильный мост,
- 2 – искусственное сооружение,
- 3 – транспортное средство,
- 4 – тяжеловесный груз

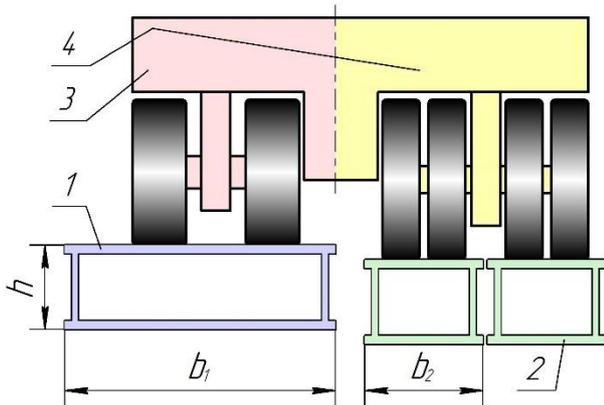


Рис. 2. Схема поперечного сечения транспортных средств с разными видами гидравлических подвесок на пролетных строениях различных типов: 1 – тип «плита», 2 – тип «балка», 3 – двухколесная подвеска, 4 – четырехколесная подвеска

Количество путей мобильного моста принимается в зависимости от исполнений используемых транспортных средств: их ширины, размеров, количества и расположения колес на осях. С учетом широко применяемых (в транспортных средствах) разновидностей гидравлических подвесок реализованы следующие известные технические решения пролетных строений (рис. 2):

- одна подвеска опирается на одно пролетное строение – решения компаний *Greiner GmbH, CC Bäuml GmbH, Rolitrans*;
- одна подвеска опирается на пару пролетных строений – решение компании *Viktor Baumann GmbH & Co. KG*.

В первом случае (рис. 2) ширина b пролетного строения составляет 1600 мм, во втором – около 700 мм.

Под действием рабочей нагрузки имеющая относительно невысокую изгибную жесткость (при большом пролете) конструкция мобильного моста существенно деформируется. Для компенсации таких деформаций и обеспечения равномерности перемещения под нагрузкой всех точек конструкции мобильного моста каждая секция в отдельности и формируемое на их основе пролетное строение должны иметь строительный подъем. При монтаже мобильного моста его строительный подъем формируют посредством установки в соединениях секций требуемого числа распорных вкладышей (с уве-

личением толщины вкладышей растет строительный подъем). Величина строительного подъема устанавливается с учетом пропускаемой нагрузки и должна обеспечивать, с одной стороны, геометрическую проходимость автопоезда (транспортного средства) по мобильному мосту, а с другой, минимальный заданный остаточный строительный подъем под нагрузкой.

В рамках настоящего исследования для мобильного моста методами строительной механики далее получим основные зависимости, позволяющие оценить пригодность его конкретных исполнений для решения практических задач.

3. Оценка возможности применения мобильного моста для пропуска транспортного средства над искусственным сооружением

Выбор решения мобильного моста включает оценку возможности его применения для пропуска транспортного средства над искусственным сооружением. Рассмотрим порядок определения требуемого строительного подъема $h_{\text{ММ}}$ мобильного моста, наибольших напряжений σ в его элементах, а также характер деформирования мобильного моста при передвижении по нему транспортного средства.

Для упрощения решения указанной задачи примем ряд следующих допущений:

- геометрия мобильного моста имеет такой вид, а строительный подъем такую величину, при которых в результате заезда транспортного средства на середину мобильного моста происходит его (мобильного моста) полное распрямление;
- длина перемещающегося по мобильному мосту транспортного средства больше либо равна его пролету;
- сосредоточенные силы от осей транспортного средства заменены распределенной нагрузкой;
- масса одного метра длины мобильного моста (в продольном направлении) постоянна;
- момент сопротивления поперечного сечения пролетной части мобильного моста одинаков по всей длине;

- сила трения, образующаяся между опорами мобильного моста и основанием, пренебрежимо мала;

- заезд транспортного средства на мобильный мост производится медленно и плавно, факторы, ведущие к асимметрии системы, несущественны;

- оси транспортного средства нагружены одинаково;

- рассматривается самоходное решение транспортного средства.

Из условия полного распрямления мобильного моста под действием номинальной нагрузки его требуемый (минимальный) строительный подъем h_{MM} составит

$$h_{MM} = (q_{TC} + q_{MM}) \frac{5 \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot J_X}, \quad (1)$$

где q_{TC} – распределенная нагрузка на мобильный мост от транспортного средства (определяется как $q_{TC} = F_{OC}/L_{OO}$, где F_{OC} – рабочая нагрузка от одной оси транспортного средства; L_{OO} – межосевое расстояние транспортного средства); q_{MM} – распределенный вес пролетной части мобильного моста; L – пролет мобильного моста; $E \cdot J_X$ – изгибная жесткость пролетной части мобильного моста.

В элементах мобильного моста под нагрузкой уровень напряжений должен находиться в пределах допускаемых значений. От действия изгибающего момента наибольшие напряжения в элементах пролетной части мобильного моста составят

$$\sigma = (q_{TC} + q_{MM}) L^2 / (8 \cdot W) \leq [\sigma], \quad (2)$$

где W – момент сопротивления сечения пролетной части мобильного моста; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение в элементах пролетной части мобильного моста.

Величину создаваемого строительного подъема ограничивают технические возможности перемещающегося по нему транспортного средства: при больших значениях строительного подъема ход отдельных осей (их гидравлических подвесок) транспортного средства может выйти за допускаемые пределы и, как следствие, привести к их повреждению либо неконтролируемому повышению нагрузки на других осях. Так, например,

ход гидравлических подвесок транспортного средства *Cometto MSPE Evo2* составляет ± 300 мм, а у *MSPE 40T* – ± 350 мм [7]. По указанной причине ограничивают высоту поперечного сечения мобильных мостов, которая, для примера, в решении компании *Greiner GmbH* равна 500 мм (параметр h на рис. 2) [8].

Под действием собственного веса мобильного моста его строительный подъем несколько уменьшается, а по мере наезда на него транспортного средства величина прогиба будет постепенно возрастать. Действительная высота h_{max} , на которой будет находиться первая ось транспортного средства по мере его продвижения по мобильному мосту, существенно меньше исходного строительного подъема [9] и может быть определена по формуле

$$h_{max} = \frac{q_{TC}}{24EJ_X} \left(\frac{-3a^5}{L} + 8a^4 - 6La^3 + L^3a \right), \quad (3)$$

где a – расстояние (по горизонтали), на которое первая ось транспортного средства продвинулась на мобильный мост.

4. Определение основных параметров решения мобильного моста

Определим основные параметры (по выражениям (1)–(3)) для решения мобильного моста, имеющего следующие характеристики:

- пролет $L=23,4$ м;
- рабочая нагрузка от одной оси транспортного средства $F_{OC} = 33,5$ тс (или 328,6 кН) при межосевом расстоянии $L_{OO} = 1,51$ м;
- момент инерции $J_X = 0,0115$ м⁴ и момент сопротивления $W = 0,0426$ м³ поперечного сечения мобильного моста;
- распределенный вес мобильного моста $q_{MM} = 1,86$ тс/м (или 18,2 кН/м);
- модуль упругости материала моста $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

Согласно (1) и (2) требуемый строительный подъем h_{MM} мобильного моста составит 400 мм, а наибольшие эквивалентные напряжения будут равны 379 МПа. При этом в соответствии с (3) высота h_{max} , на которую предстоит въехать первой оси транспортного средства при его перемещении по мобиль-

ному мосту, в зависимости от a будет меняться так, как показано на рис. 3.

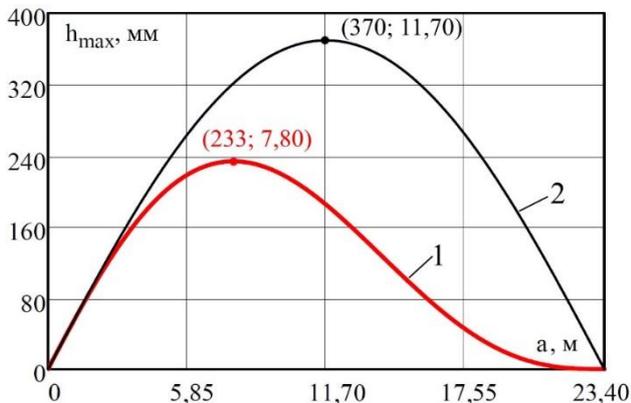


Рис. 3. К оценке влияния частичного заезда транспортного средства (на мобильный мост) на деформацию мобильного моста: 1 – зависимость h_{MM} от a , 2 – кривизна мобильного моста до заезда на него транспортного средства

На рис. 4 дополнительно показано семейство кривых, характеризующих зависимость строительного подъема h_{MM} от нагрузки F_{OC} , полученных в соответствии с выражением (1) для приведенных в примере значений L_{OO} , q_{MM} , E и J_X .

5. Заключение

Анализ представленных на рис. 3 данных показывает, что максимальная высота, на которую предстоит въехать первой оси транспортного средства, равна 233 мм, что меньше хода подвески, несмотря на то, что

первоначальный строительный подъем (после сборки) мобильного моста составлял 370 мм и превышал ход подвески.

Предлагаемые рекомендации позволяют предварительно оценить параметры мобильного моста и возможность его использования для преодоления транспортным средством искусственного сооружения. Окончательное решение о возможности использования мобильного моста следует принимать, опираясь на результаты конечно-элементного анализа, который помимо общих напряжений в поясах пролетных строений позволяет также определить напряжения на участках со сложной геометрией – в соединениях секций пролетного строения, а также согласно требованиям нормативной документации [1, 10].

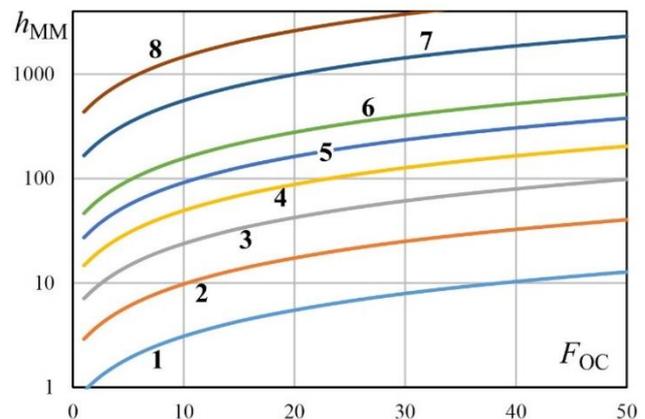


Рис. 4. Зависимость строительного подъема h_{MM} от нагрузки F_{OC} для разных значений пролета L : 1 – 9 м, 2 – 12 м, 3 – 15 м, 4 – 18 м, 5 – 21 м, 6 – 24 м, 7 – 33 м, 8 – 42 м

Список литературы

1. СП 35.13330.2011. Мосты и трубы. Актуализированная редакция СНиП 2.05.03–84*. Москва. 2011.

2. Azrul A.M., Norazman M.N., Muhamad A.Y. Review on rapid portable bridge system: state-of-the-art and technology developments // Defence S&T Technical Bulletin. 2017. Vol. 10. No. 3. Pp. 246–257.

3. Osman A.M.A. Design Optimization of Composite Deployable Bridge Systems Using Hybrid Meta-Heuristic Methods for Rapid

References

1. SP 35.13330.2011. Mosty i truby. Aktualizirovannaya redaktsiya SNiP 2.05.03–84*. Moscow. 2011. (In Russian)

2. Azrul A.M., Norazman M.N., Muhamad A.Y. Review on rapid portable bridge system: state-of-the-art and technology developments. *Defence S&T Technical Bulletin*, 2017, Vol. 10, No. 3, pp. 246–257.

3. Osman A.M.A. Design Optimization of Composite Deployable Bridge Systems Using Hybrid Meta-Heuristic Methods for Rapid

Post-disaster Mobility. Diss. Doctor of Philosophy (Civil Engineering). Montreal. 2016. 169 p.

4. Томилов С.Н. Влияние монтажных соединений секций разборного моста на его напряженно-деформированное состояние // Интернет-журнал «Транспортные сооружения». 2020. № 2. С. 1–14.

5. Кручинкин А. В. Сборно-разборные временные мосты. М.: Транспорт, 1987. 191 с.

6. Hutchinson H. Sometimes You Have to Plan How to Cross Your Bridges Before You Come to them // Mechanical Engineering. 2006. Vol. 128. No. 4. Pp. 40–42.

DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2006-APR-4>

7. MSPE – самоходные модули с электронным управлением // Cometto.com: электронный каталог. 2021. URL: <https://cutt.ly/CbMHP7I> (дата обращения: 18.05.2021).

8. Greiner Überfahrssystem // P Adams: электронный чертеж. 2007. URL: <https://cutt.ly/mbBIRhe> (дата обращения: 18.05.2021).

9. Фесик С.П. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Будівельник, 1982. 281 с.

10. ГОСТ 33169–2014. Краны грузоподъемные. Металлические конструкции. Подтверждение несущей способности. М., 2015. 51 с. (Межгосударственный стандарт).

‡ Post-disaster Mobility. Diss. Doctor of Philosophy (Civil Engineering). Montreal. 2016. 169 p.

‡ 4. Tomilov S.N. Vliyaniye montazhnykh soyedineniy sektsiy razbornogo mosta na yego napryazhenno-deformirovannoye sostoyaniye. *Internet-zhurnal «Transportnyye sooruzheniya»*, 2020, No. 2, pp. 1–14. (In Russian)

‡ 5. Kruchinkin A. V. *Sborno-razbornyye vremennyye mosty* [Collapsible temporary bridges]. Moscow, Transport, 1987. 191 p. (In Russian)

‡ 6. Hutchinson H. Sometimes You Have to Plan How to Cross Your Bridges Before You Come to them. *Mechanical Engineering*, 2006, Vol. 128, No. 04, pp. 40–42. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2006-APR-4>

‡ 7. MSPE – samokhodnyye moduli s elektronnyim upravleniyem. Cometto.com: Digital catalogue. 2021. URL: <https://cutt.ly/CbMHP7I> (accessed 18 May 2021) (In Russian)

‡ 8. Greiner Überfahrssystem. P Adams: electronic drawing. 2007. URL: <https://cutt.ly/mbBIRhe> (accessed 18 May 2021).

‡ 9. Fesik S.P. *Spravochnik po soprotivleniyu materialov* [Handbook of the resistance of materials]. Kiev: Budivel'nik, 1982. 281 p. (In Russian)

‡ 10. GOST 33169–2014. Krany gruzopodemnyye. Metallicheskiye konstruktsii. Podtverzhdeniye nesushchey sposobnosti. Moscow, 2015. 51 p. (Interstate standard) (In Russian)

УДК (UDC) 629.35

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
СЕДЕЛЬНО-СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА ПРИЦЕПАTHE STRESS-STRAIN STATE OF THE TRAILER
SEAT-COUPLING DEVICE SIMULATIONШалупина П.И., Рагулина Ю.В.
Shalupina P.I., Ragulina Yu.V.АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)
Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы моделирования напряженно-деформированного состояния седельно-сцепного устройства, предназначенного для буксирования тяжелого полуприцепа, на котором размещено оборудование базовой станции мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса. Определены основные расчетные нагрузки. Построены геометрические и расчетные конечноэлементные модели, учитывающие особенности металлической конструкции. Применена методика склейки элементов сеточной модели. На основе выполненных расчетов сделаны выводы о соответствии разработанной конструкции требованиям прочности.

Ключевые слова: колесное шасси, седельно-сцепное устройство, напряженно-деформированное состояние.

Дата принятия к публикации: 22.08.2021
Дата публикации: 25.09.2021

Сведения об авторах:

Шалупина Павел Игоревич – начальник конструкторского бюро расчетов и надежности АО «Брянский автомобильный завод», e-mail: p.shalupina@gmail.com.

Рагулина Юлия Валерьевна – главный специалист конструкторского бюро расчетов и надежности АО «Брянский автомобильный завод», alekseeva.iulija2014@yandex.ru.

Abstract. The article deals with the issues of modeling the stress-strain state of a traction device designed for towing a heavy semi-trailer, on which the equipment of the base station of a mobile transport and reloading rope complex is placed. The main design loads are defined. Geometric and computational finite element models are constructed, taking into account the features of the metal structure. The method of gluing elements of the grid model is applied. On the basis of the performed calculations, conclusions are drawn about the compliance of the developed structure with the requirements of strength.

Keywords: wheel chassis, seat-coupling device, stress-strain state.

Date of acceptance for publication: 22.08.2021
Date of publication: 25.09.2021

Authors' information:

Pavel I. Shalupina – Chief specialist of the Design Bureau of Calculations and Reliability, Bryansk Automobile Plant JSC, e-mail: p.shalupina@gmail.com.

Iulia V. Ragulina – Main of the Design Bureau of Calculations and Reliability, Bryansk Automobile Plant JSC, alekseeva.iulija2014@yandex.ru.

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8

Acknowledgements

The study was supported by Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

1. Введение

Мобильные транспортно-перегрузочные канатные комплексы предназначены для перевозки грузов и пассажиров в труднодоступ-

ной местности и в сложных оперативных условиях. Оборудование канатного комплекса устанавливается на мобильных шасси различной конструкции (на колесных или гусеничных шасси) [1-8].

Предложены варианты компоновки основного оборудования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов на колесных базовых шасси (грузовых автомобилях, специальных колесных шасси). Один из вариантов предполагает использование полуприцепа, который буксируется балластным тягачом посредством сидельно-сцепного устройства [4, 5].

В работе рассмотрен расчет напряженно-деформированного состояния сидельно-сцепного устройства, на основе результатов которого сделан вывод о соответствии конструкции условиям прочности.

2. Конструкция сидельно-сцепного устройства

Основным несущим элементом сидельно-сцепного устройства является стойка, размещенная на раме тягача (рис. 1).

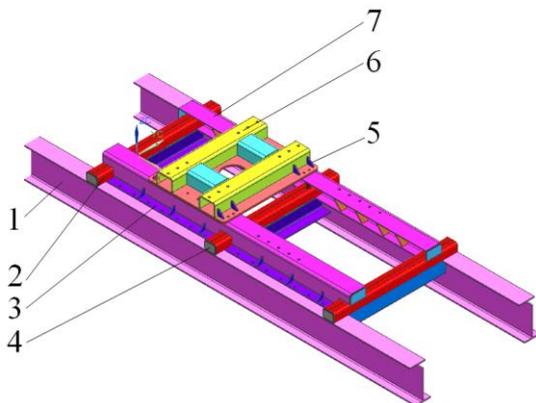


Рис. 1. Конструкция стойки сидельно-сцепного устройства: 1 – лонжерон рамы тягача; 2 – опорная балка; 3 – пластина упорная; 4 – заглушка балки; 5 – ребро опоры; 6 – подставка седельного устройства; 7 – опорный швеллер

При проектировании сидельно-сцепного устройства для буксировки полуприцепа построена идеализированная геометрическая твердотельная модель (рис. 2). Для этого согласно известным методикам [10, 11] использовалась программа геометрического моделирования (CAD-система). Из модели были удалены все мало значимые для прочностного расчета детали [12, 13].

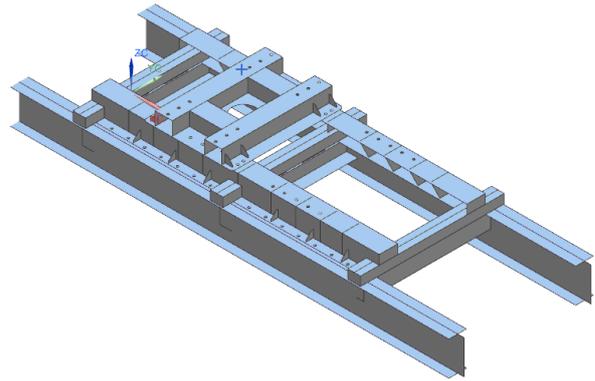


Рис. 2. Идеализированная геометрическая твердотельная модель

3. Определение расчетной нагрузки, действующей на сидельно-сцепное устройство

Оценка прочности конструкции проводится в два этапа:

- на первом этапе аналитически определяется сила тяги балластного тягача;
- на втором этапе при помощи метода конечных элементов [12-14] проводится оценка напряженно-деформированного состояния конструкции и делаются выводы о соответствии требованиям прочности.

Расчетная схема тягового расчета приведена на рис. 3.



Рис. 3. Расчетная схема к тяговому расчету

Касательная сила тяги вычисляется по следующей зависимости [15]:

$$P_T = \frac{M_{кр} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}{\lambda \cdot r_0},$$

где $M_{кр}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м; i_0 – общее передаточное число от выходного вала двигателя к ведущим колёсам (на первой передаче); η_{mp} – коэффициент полезного действия трансмиссии; λ – коэффициент деформации шины; r_0 – радиус шины в свободном состоянии, м.

Статическая нагрузка в любой из сцепок многозвеньевого автопоезда определяется по следующей зависимости :

$$P_{kp,p} = 2 \left(\sum_{i=0}^{i=p} P_n - \sum_{i=0}^{i=p} P \frac{\sum_{i=0}^{i=p} M_n}{\sum M} \right),$$

где $\sum_{i=0}^{i=p} P_n$ – сумма тяговых (тормозных) сил, действующих на предшествующие рассматриваемой сцепки звенья автопоезда; $\sum P$ – сумма тяговых (тормозных) сил, действующих на весь автопоезд; $\sum_{i=0}^{i=p} M_n$ – сумма масс звеньев автопоезда, предшествующие рассматриваемой сцепке; $\sum M$ – масса всего автопоезда, p – порядковый номер рассматриваемой сцепки, считая от тягача.

В расчетах приняты следующие параметры исследуемого автопоезда: $M_{kp} = 1760$ Н·м; $i_0 = 135$; $\eta_{mp} = 0,7$; $\lambda = 0,94$; $r_0 = 0,64$ м.

Таким образом, в автопоезде действуют следующие усилия: $P_T = 320$ кН, $P_{kp1} = 266$ кН, $P_{kp2} = 225$ кН. Эти нагрузки были приложены к расчетной конечноэлементной модели объекта исследования.

4. Расчетная модель для исследования напряженно-деформированного состояния сидельно-сцепного устройства

Расчетная конечноэлементная модель сидельно-сцепного устройства построена с помощью плоских конечных элементов типа «оболочка». Для передачи усилий между частями конструкции применяются абсолютно жесткие элементы RBE2. Соединение стойки опорного устройства и рамы тягача, подставки сидельного устройства и стойки опорного устройства осуществляется при помощи одномерных элементов, имитирующих болтовое соединение.

Средний размер плоских конечных элементов в модели составляет 15 мм. Общее количество элементов в детали – 85509, узлов – 87888.

Расчетная схема для оценки напряженно-деформированного состояния конструкции представлена на рис. 4.

5. Результаты расчета напряженно-деформированного состояния тягово-сцепного устройства

На рис. 5 показаны результаты расчета исследуемой конструкции. Наиболее нагруженными элементами в листовых телах являются ребра опоры.

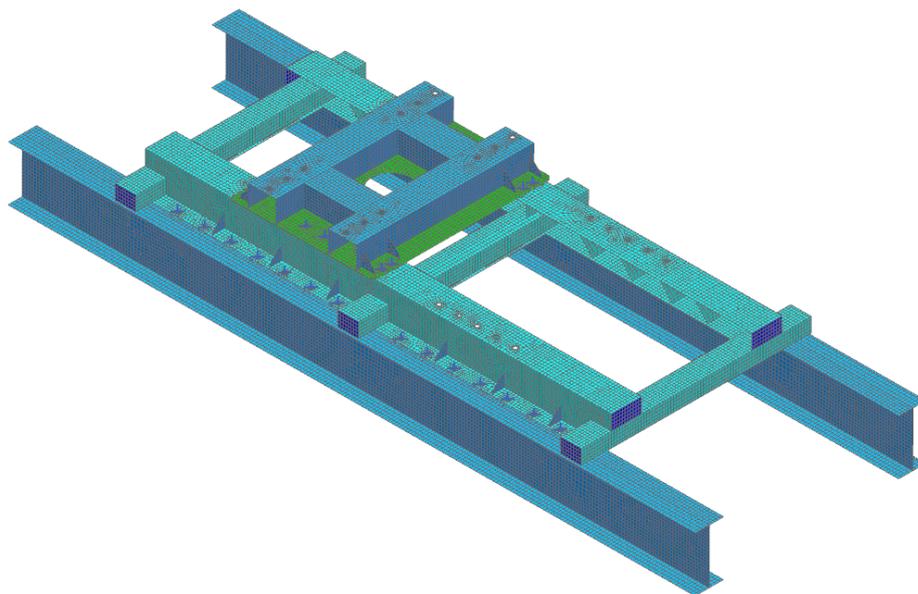


Рис. 4. Конечноэлементная модель сидельно-сцепного устройства

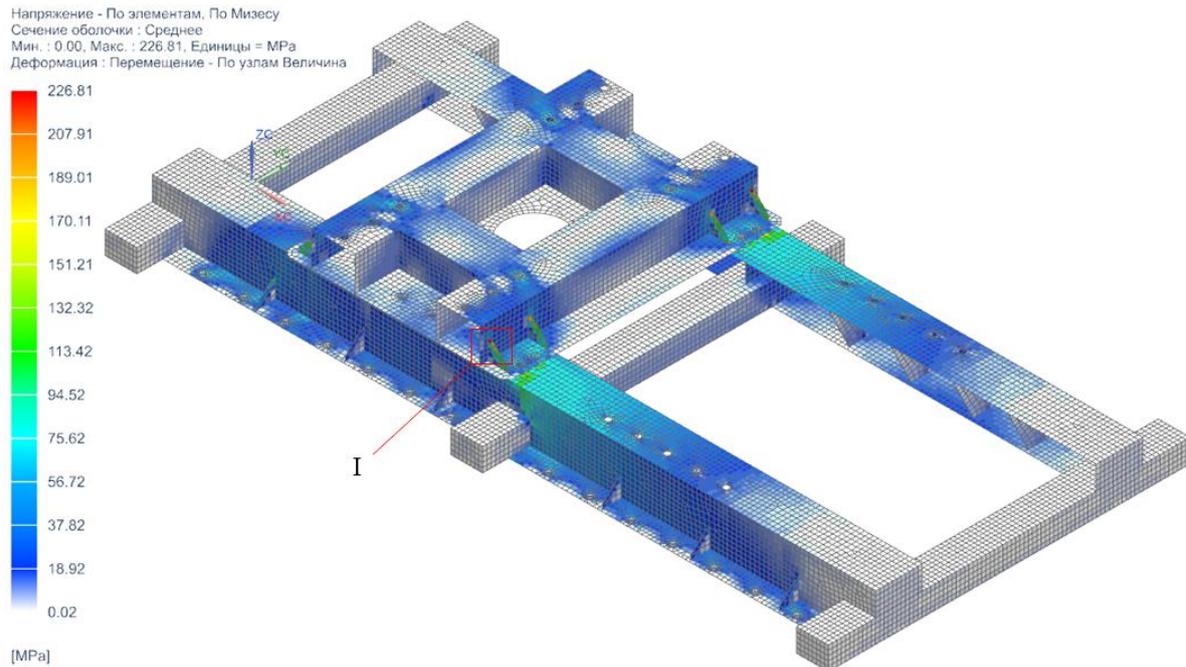


Рис. 5. Результаты расчета седельно-сцепного устройства – напряжения по Мезису (МПа)

По результатам расчета максимальные разрывные усилия в болтах составили 38 кН. Максимальное напряжение в элементах крепления подставки седельного устройства тягача к стойке опорного устройства составляет 636 МПа.

Исходя из результатов расчета, болты класса прочности 8.8 не удовлетворяют условию прочности, так как коэффициент запаса прочности по пределу текучести меньше 1,2. Необходимо использовать болты с классом прочности 10.9.

Список литературы

1. Пат. 2465423 Рос. Федерация: МПК7 E04H 3/14. Стадион / Короткий А.А., Приходько В.М. Кустарев Г.В. и др.; заявитель и патентообладатель ООО «Инженерно-консультационный центр «Мысль» НГТУ. № 2011112660/03; заявл. 01.04.2011; опубл. 27.10.2012, Бюл. 30.

2. Пат. 2337023 Рос. Федерация: МПК7 B61B 7/00. Мобильная подвесная канатная дорога / Короткий А.А., Хальфин М.Н., Маслов В.Б. и др.; заявитель и патентообладатель ООО «Инженерно-консультационный центр «Мысль» НГТУ. № 2007102705/11; заявл. 24.01.2007; опубл. 27.10.2008, Бюл. 30.

3. Лагереv И.А., Таричко В.И., Солдат-

6. Основные выводы и рекомендации

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Минимальный коэффициент запаса прочности по пределу текучести составляет 1,37, что удовлетворяет требованиям.

2. Прочность болтового соединения между стойкой опорного устройства и подставкой седельного устройства обеспечивается при использовании болтов класса прочности 10.9 (M20).

References

1. Patent RU 2337023, B61B 7/00. Mobilnaya podvesnaya kanatnaya doroga [Mobile ropeway]. Korotkiy A.A., Khalphin M.N., Maslov V.B. Published 27.10.2008. (In Russian)

2. Patent RU 2465423, E04H 3/14. Stadion [Stadium]. Korotkiy A.A., Prihodko V.M., Kustarev G.V. Published 27.10.2012. (In Russian)

3. Lagerev I.A., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P., Ignatov D.A. The experimental model creation of a mobile ropeway by 3D-printing. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 221-230. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-221-230 (In Russian)

4. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi

ченков С.П., Игнатов Д.А. Создание экспериментального макета мобильной канатной дороги с использованием 3D-печати // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 221-230. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-221-230

4. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с. DOI: 10.5281/zenodo.3551132

5. Таричко В.И., Химич А.В. Комплексная математическая модель мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №4. С. 523-532.

6. Таричко В.И., Шалупина П.И. Моделирование нагруженности полуприцепа мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. №1. С. 73-81. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-07-01-73-8

7. Лагереv И.А., Таричко В.И., Лагереv А.В. Формирование стратегии восстановления канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса в процессе эксплуатации // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 276-293. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-276-293

8. Лагереv А.В., Таричко В.И., Лагереv И.А. Вероятностно-временной анализ кинетики показателей надежности на стадии проектирования канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 256-275. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-256-275

9. Киятина И.И., Лагереv И.А. Формирование компетенций в области современных сквозных цифровых технологий у обучающихся по направлению «Реклама и связи с общественностью» // Ученые записки Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 11-15.

B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tehnologii dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and machines for the digital urbanized environment]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2019. 268 p. DOI: 10.5281/zenodo.3551132 (In Russian)

5. Tarichko V.I., Khimich A.V. Comprehensive model of the mobile transport and overloading rope complex. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 523-532. (In Russian)

6. Tarichko V.I., Shalupina P.I. Load simulation of a semi-trailer of the mobile transport and overloading rope complex. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No.1, pp. 73-81. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-07-01-73-8 (In Russian)

7. Lagerev I.A., Tarichko V.I., Lagerev A.V. Formation of the strategy for restoring the rope system of the mobile transport and reloading rope complex during operation. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 276-293. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-276-293 (In Russian)

8. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Probability-temporal analysis of reliability indicators kinetics at the stage of designing a rope system of a mobile transport and reloading ropeway. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 256-275. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-256-275 (In Russian)

9. Kiyutina I.I., Lagerev I.A. Formation of competencies in the field of modern end-to-end digital technologies for students in the direction of PR, *Uchenye zapiski Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 11-15. (In Russian)

10. Lagerev A.V., Milto A.A., Lagerev I.A. Universal technique for stress analysis of beam elements of articulating cranes in case of dynamic load. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.3, pp. 24-31. DOI: 10.5281/zenodo.1302038 (In Russian)

11. Lagerev I.A., Lagerev A.V. Kinemati-

10. Лагереv А.В., Мильто А.А., Лагереv И.А. Универсальная методика динамического анализа гидравлических кранов-манипуляторов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2013. №3. С. 24-31. DOI: 10.5281/zenodo.1302038
11. Лагереv И.А., Лагереv А.В. Динамический анализ трехзвенного гидравлического крана-манипулятора // Вестник Брянского государственного технического университета. 2011. №3. С. 9-16. DOI: 10.5281/zenodo.1301775
12. Вершинский А.В., Лагереv И.А., Шубин А.Н., Лагереv А.В. Численный анализ металлических конструкций подъемно-транспортных машин. Брянск: РИО БГУ, 2014. 186 с. DOI:10.5281/zenodo.1202237
13. Вершинский А.В., Лагереv И.А., Шубин А.Н., Лагереv А.В. Расчет металлических конструкций подъемно-транспортных машин методом конечных элементов. Брянск: РИО БГУ, 2015. 210 с. DOI:10.5281/zenodo.1202240
14. Лагереv И.А. Динамическая нагруженность крана-манипулятора самоходной машины для сварки трубопроводов при движении с грузом // Подъемно-транспортное дело. 2013. №1. С. 4-7.
15. Щукин М.М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей / М.М. Щукин // Машиностроение, 1960. 209 с.
- cal and force analysis of a hydraulic trimeric crane-manipulator. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2011, No.3, pp. 9-16. DOI: 10.5281/zenodo.1301775 (In Russian)
12. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Chislennyy analiz metallicheskih konstruksii podemno-transportnykh mashin* [Numerical analysis of metal constructions of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2014. 186 p. DOI: 10.5281/zenodo.1202237 (In Russian).
13. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Raschet metallicheskih konstruksii podemno-transportnykh mashin metodom konechnykh elementov* [Calculation of metal structures of lifting and transport machines by the finite element method]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 210 p. DOI: 10.5281/zenodo.1202240 (In Russian).
14. Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator dynamics during freight movement. *Podemno-transportnoe delo*, 2013, No.1, pp. 4-7. (In Russian)
15. Schukin M.M. *Stsepnyye ustroystva avtomobilei i tyagatchei* [Coupling devices of cars and tractors]. Mashinostroenie, 1960. 209 p. (In Russian).

Сетевое издание
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Брянского государственного университета
ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

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:

РИСО 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> 25.09.2021 г.