



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiy Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2025(4)

ISSN 2413-9920

Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета

№ 4
2025

Nauchno-tehnicheskiy VESTNIK Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta

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

**№ 4
2025**

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 4 (2025). Брянск:
РИСО БГУ, 2025. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>

Размещено на официальном сайте журнала: 25.12.2025

Решением Высшей Аттестационной комиссии при Минобрнауки России с 07 марта 2023 г. сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» включено 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:

2.5.2 – Машиноведение (технические науки);

2.5.11 – Наземные транспортно-технологические средства и комплексы (технические науки);

2.5.21 – Машины, агрегаты и технологические процессы (технические науки)

Решением Высшей Аттестационной комиссии при Минобрнауки России (письмо от 06 декабря 2022 г. № 02-1198) сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» отнесено к категории К2

Решением Межведомственной рабочей группы (протокол от 17.07.2025 № ДС/110) сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» отнесено к уровню 3 Единого государственного перечня научных изданий - «Белый список»

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

А.В. Антиюхов – 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, профессор (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);

К.А. Гончаров – доктор технических наук, профессор кафедры наземных транспортно-технологических средств Российского университета транспорта (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, профессор (г. Брянск, Россия);

И.А. Лагерев – доктор технических наук, и.о. ректора Кубанского государственного технологического университета (г. Краснодар, Россия);

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

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

K.A. Goncharov – Doctor of Technical Sciences, Professor of chair of land transport and technological means at Russian University of Transport (Moscow, 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, Professor (Bryansk, Russia);

I.A. Lagerev – Doctor of Technical Sciences, Rector at Kuban State Technological University (Krasnodar, Russia);

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

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);

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, 2025
© 2025 Nauchno-tehnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



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

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

**Машиноведение, наземные транспортно-технологические средства и процессы**

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 2.5.2; 2.5.11; 2.5.21

Статьи, опубликованные в этом разделе, соответствуют требованиям к журналам категории К2 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 (Информационное письмо ВАК при Минобрнауки России от 06.12.2022 № 02-1198)

Статьи, опубликованные в этом разделе, соответствуют требованиям к журналам уровня 3 Единого государственного перечня научных изданий - «Белый список» (Протокол заседания Межведомственной рабочей группы от 17.07.2025 № ДС/110)

Винник П.М., Кудрявцев А.В., Петухов-Покровский Р.А. (Санкт-Петербург, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-370-383

- Расчёт и анализ траекторий характерных точек для планетарных конических передач с прецессирующими сателлитами 370

Гончаров К.А. (Москва, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-384-391

- Применение генетического алгоритма в процессе синтеза структурных схем приводов механизмов подъема груза 384

Корытов М.С., Карапова И.Е., Щербаков В.С. (Омск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-392-400

- Статический анализ виброзащитного механизма сиденья человека-оператора наземной машины 392

Кулабухов А.В. (Могилев, Республика Беларусь)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-401-407

- Совершенствование расчета силы тяги гусеничных машин на основе многофазного анализа взаимодействия грунтозацепов с грунтом 401

Лагерев А.В., Лагерев И.А. (Москва, Краснодар, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-408-423

- Технико-организационные возможности доставки аэромобильных канатных установок воздушным транспортом 408

Летопольский А.Б., Тетерина И.А. (Омск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-424-431

- Расчет конструктивных параметров гидропривода бульдозера 424

Мандровский К.П., Садовникова Я.С. (Москва, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-432-441

- Экспериментальное и теоретическое исследование осадок моделей буронабивных свай 432

Никитин С.В., Грачев А.А., Ащеулов А.В., Бортиков Д.Е. (Санкт-Петербург, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-442-459

- Комплексная динамическая модель конвейера с цепным тяговым органом и звездочным приводом 442



Сафонов Е.В. (Москва, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-460-469

- Динамическая модель фрикционного тормозного ролика гравитационного роликового конвейера стеллажа для паллет 460

Транспорт

Назаризаде К. (Бабол, Иран)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-470-486

- Улучшение прогнозирования демпфирования крена: Новый подход с проверкой методами LWM и AGM 470

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE

**Machinery, ground transportation and technological means and processes**

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 2.5.2; 2.5.11; 2.5.1

The articles published in this section meet the requirements for journals of category K2 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

(Information letter of the Higher Attestation Commission under the Ministry of Education and Science of Russia of December 6, 2022 No. 02-1198)

The articles published in this section meet the requirements for journals of level 3 of the Unified State List of Scientific Publications - the "White List"
(Protocol of the Interdepartmental Working Group of July 17, 2025 No. DS/110)

Vinnik P.M., Kudryavtsev A.V., Petukhov-Pokrovsky R.A. (St. Petersburg, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-370-383

Calculation and analysis of characteristic point trajectories for planetary bevel gears with precessing satellites 370

Goncharov K.A. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-384-391

Application of a genetic algorithm in the synthesis process of structural diagrams of load-lifting mechanisms drives 384

Korytov M.S., Kashapova I.E., Sherbakov V.S. (Omsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-392-400

Static analysis of the vibration protection mechanism of the human operator seat of a ground machine 392

Kulabukhov A.V. (Mogilev, Republic of Belarus)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-401-407

Improving tractional force calculation for tracked vehicles based on multiphase analysis of lugs-soil interaction 401

Lagerev A.V., Lagerev I.A. (Moscow, Krasnodar, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-408-423

Technical and organizational possibilities for the delivery of airmobile rope units by air . 408

Letopolsky A.B., Teterina I.A. (Omsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-424-431

Calculation of design parameters of the bulldozer hydraulic drive 424

Mandrovskiy K.P., Sadovnikova Y.S. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-432-441

Experimental and theoretical study of settlement of bored pile models 432

Nikitin S.V., Grachev A.A., Bortiakov D.E., Ashcheulov A.V. (St. Petersburg, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-442-459

Integrated dynamic model of a conveyor with a chain traction body and a sprocket drive 442

Safronov E.V. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-460-469

Dynamic model of a friction brake roller of a gravity roller conveyor of a pallet rack 460

Transport*Nazarizadeh K. (Babol, Iran)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-470-486

Enhancing roll-damping predictions: A novel approach with LWM and AGM validation 470

УДК (UDC) 621.833

**РАСЧЁТ И АНАЛИЗ ТРАЕКТОРИЙ ХАРАКТЕРНЫХ ТОЧЕК ДЛЯ
ПЛАНЕТАРНЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ПРЕЦЕССИРУЮЩИМИ
САТЕЛЛИТАМИ**

**CALCULATION AND ANALYSIS OF CHARACTERISTIC POINT TRAJECTORIES
FOR PLANETARY BEVEL GEARS WITH PRECESSING SATELLITES**

Винник П.М., Кудрявцев А.В., Петухов-Покровский Р.А.
Vinnik P.M., Kudryavtsev A.V., Petukhov-Pokrovsky R.A.

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова
(Санкт-Петербург, Россия)

Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russian Federation)

Аннотация. Статья посвящена исследованиям кинематики в области прецессирующих зубчатых передач. Перечислены возможные способы генерации прецессии на основе исследования патентной базы. Определено место таких передач в линейке редукторов с зубчатыми передачами в одну ступень. Перечислены преимущества планетарных прецессирующих передач с центральным опорным коническим зубчатым колесом над прецессирующими передачами с опорным цилиндрическим зубчатым колесом. Обоснована необходимость развития передач первого типа. В статье кратко описана модель передачи с цилиндро-коническим зацеплением и принципы её построения. Для передач с опорным коническим зубчатым колесом подробно изложена и графически проиллюстрирована методика выбора и построения математической модели для описания движения. Выведены закономерности изменения углов Эйлера и построена система уравнений движения точек, принадлежащих прецессирующему колесу. Построены пространственные траектории точек для структурных исполнений передачи вида 2К-Н и К-Н-В. На основании обнаруженных законов движения проанализирована возможность прогнозирования параметров разрабатываемой передачи. Выявлено условие, обеспечивающее кинематическую точность и плавность работы звеньев для передачи структурного исполнения 2К-Н. Также исследовалось влияние угла нутации на габариты редуктора. Определена оптимальная разница между числом зубьев сателлита и опорного колеса для минимизации размеров всех звеньев. Обоснован выбор простых ограничителей вращения для передач вида К-Н-В, таких как пальцы, скользящие в прямолинейных пазах корпуса редуктора. Полученные уравнения движения позволяют моделировать на ЭВМ зубчатые профили с цилиндро-коническим или внутренним коническим зацеплением, предложить технологические операции для зубообработки требуемых профилей.

Abstract. The article talks about research on the kinematics of precessing gears. The possible ways of precession generation based on the patent database are listed. A range of gearboxes with single-stage gears has been defined. The advantages of planetary precessing gears with a central wheel with a circular gear ring on the support plane over precessing gears with a cylindrical gear profile of the central wheel are listed. The necessity of the first type of transmission is substantiated. The article briefly describes the transmission model with a conical-cylindrical gear. For gears with a gear profile on the support plane, the method of constructing a mathematical model is described in detail and illustrated. The changes of the Euler angles are found and the system of equations of motion of the satellite points is constructed. Trajectories of points for 2K-H and K-H-V transmissions are constructed. Based on these equations, the transmission parameters are analyzed. The kinematic condition for 2K-H transmission has been found. Also, the effect of the nutation angle on the size was investigated. The optimal difference between the number of gear teeth of the satellite and the fixed wheel has been determined to minimize the size. The choice of rotation limiters for K-H-V gears, such as fingers sliding in grooves, is justified. The error caused by the deviation of the real finger trajectory from the theoretical is calculated. These equations will help to make gears with a conical-cylindrical or internal conical crown on a computer, and offer technology for creating profiles.



Ключевые слова: планетарная прецессионная (прецессирующая) передача, конический сателлит, углы Эйлера, уравнения движения, траектория точки.

Дата получения статьи: 07.09.2025
Дата принятия к публикации: 03.11.2025
Дата публикации: 25.12.2025

Сведения об авторах:

Винник Пётр Михайлович – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Высшая математика», ФГБОУ ВО «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова», e-mail: vinnik_pm@voenmeh.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-9982-044X>

Кудрявцев Александр Владимирович – главный метролог, ФГБОУ ВО «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова», e-mail: alex-17-v-v@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-2756-4874>

Петухов-Покровский Родион Александрович – студент, ФГБОУ ВО «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова», e-mail: rodionap-03@bk.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0003-6874-4604>

1. Введение

Планетарные конические зубчатые передачи с прецессирующими сателлитами допускимо называть планетарной прецессионной (прецессирующей) передачей или просто прецессирующей передачей. Прецессирующие передачи – это механические передачи, в которых применяется генератор прецессии. Прецессирующее движение сателлита заключается в том, что во время работы редуктора ось симметрии сателлита пересекает ось входного вала под некоторым углом нутации.

Наиболее распространённым в патентной базе способом генерирования прецессирующих колебаний является вращение кривошипа на входном валу [1-6]. Также существуют варианты задания прецессионного движения воздействием торцевых [7] или пространственных кулачков [8], двумя разнонаправленными цилиндрическими эксцентриками [9].

Генератор прецессии задаёт перемещение только для оси сателлита. Прецессирующее колесо может вращаться за счёт зацепления с неподвижным зубчатым венцом или совершать прецессирующие колебания без вращения.

Keywords: planetary precession (precessing) transmission, conical satellite, Euler angles, equations of motion, trajectory of a point.

Date of manuscript reception: 07.09.2025
Date of acceptance for publication: 03.11.2025
Date of publication: 25.12.2025

Authors' information:

Petr M. Vinnik – Doctor of Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Higher Mathematics at Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov,
e-mail: vinnik_pm@voenmeh.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-9982-044X>

Alexander V. Kudryavtsev – Chief Metrologist at Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov, e-mail: alex-17-v-v@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-2756-4874>

Rodion A. Petukhov-Pokrovsky – student at Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov, e-mail: rodionap-03@bk.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0003-6874-4604>

Необходимо определить место прецессирующих передач в линейке редукторов, широко используемых в промышленности. За основной параметр, как базовый при определении, принимается «одноступенчатость» зубчатой передачи. За параметр, определяющий место в линейке, принимается передаточное отношение (число) зубчатой передачи. Тогда места распределяются в следующем порядке:

- а) до 5-6 – простые цилиндрические и конические;
- б) до 10-15 – планетарные классические;
- в) до 20-30 – червячные;
- г) до 40-50 – эксцентриковые;
- д) до 100-150 – волновые;
- е) от 25-30 до 400 – прецессирующие.

Конструктивная реализация двухступенчатого прецессионного редуктора [1] по габаритам практически не отличается от одноступенчатого, а это позволяет повышать передаточное отношение до 10 000 и больше.

Прецессирующие технологии глубоко внедрились во многие отрасли промышленности. Согласно [10]: «Планетарная прецессионная передача нашла свое практическое применение в конструкции приводов кон-



тактных разъединителей на электрифицированных участках Белорусской железной дороги, в приводе строительно-отделочных (заглаживающих бетон) машин СО-170, в приводе шнековых конвейеров в сельском хозяйстве, в приводе установки нория, предназначеннной для вертикального транспорта сыпучих материалов, в конструкции лебедок для проведения аварийно-спасательных, сельскохозяйственных и ремонтных работ».

Одни из первых наработок в этой области относятся к трудам учёных из Ленинградского института точной механики и оптики, Ленинградского политехнического института им. Калинина и Ленинградского военно-механического института. В настоящее время прецессирующие передачи имеют широкую теоретическую базу. Исследования ведутся сразу по нескольким направлениям. Выделяются три научных школы, занимающиеся различными вопросами, связанными с прецессирующими передачами.

Школа, созданная учёными из Технического университета Молдовы [1, 6, 8, 11], рассматривает прецессирующие передачи с промежуточными телами качения и некоторые зубчатые передачи. Их характерной особенностью является наличие центрального колеса с круговым зубчатым венцом на опорной плоскости или внешней конической поверхности (для схемы 2К-Н). Зубчатый профиль сателлита для них находится на внешней или внутренней конической поверхности. Исследования, которые проводятся в Тюменском Индустриальном Университете, а также в этой статье, продолжают развитие тематики кишинёвской школы.

Основу для исследований научной школы Южно-Уральского государственного университета составляют передачи с центральным колесом, где зубчатый профиль находится на внутренней цилиндрической поверхности, а сателлит – на конической. Рассматриваются способы получения эвольвентных и неэвольвентных профилей, например в работах [12, 13]. В Ижевском государственном техническом университете им. Калашникова есть свои наработки по этому направлению [9].

Белорусская школа планетарных прецессионных передач представлена трудами учёных из Белорусского национального технического университета и Белорусско-Российского университета [10, 14-17]. В работах также изучаются передачи с центральным колесом, имеющим зубчатый профиль на внутренней цилиндрической поверхности. Акцент исследований ставится на упрощение структурных схем передач, уменьшение их габаритных размеров и повышение технологичности изготовления.

2. Постановка задачи исследования

На рис. 1 показан вариант технического воплощения прецессирующего редуктора, предложенного В.М. Артеменко [2]. Как отмечается в [3], такая структурная схема позволяет имитировать в прецессирующей двухступенчатой передаче одноступенчатость.

Прецессирующие передачи, в которых используется сателлит с зубчатым венцом на конической поверхности, обладают многозубым зацеплением сателлита и опорного колеса. Такая конфигурация имеет большой коэффициент перекрытия, обеспечивают высокую кинематическую точность и плавность работы. Но сателлиты с коническим зубчатым профилем (рис. 2) имеют существенный недостаток: они сложны в изготовлении и, как следствие, имеют высокую стоимость. По этой причине они не получили такого широкого распространения, как передачи с цилиндрическим зубчатым венцом. Несмотря на то, что в работах [11] рассматриваются уравнения поверхности зубчатых профилей или профилей, контактирующих с роликами, для конических сателлитов, описание модели движения и математический вывод этих зависимостей в статьях опущен.

Целью исследования является построение математической модели и расчёт траектории точек на поверхности сателлита. При этом описание, использованное для сателлита с цилиндрическим зубчатым венцом, не подходит для рассматриваемой задачи. В диссертации [14] проводится анализ и доказыва-



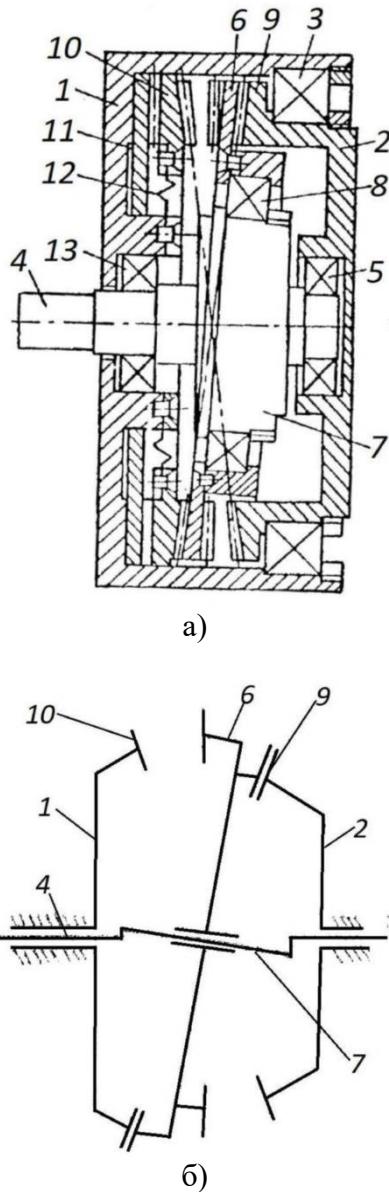


Рис. 1. Передачи вида 2К-Н:
а – чертёж; б – структурная схема
(1 – корпус; 2 – выходной вал; 3; 5; 8; 13 –
подшипники; 4 – входной вал;
6 – прецессирующий сателлит; 7 – генератор
прецессии (кривошипная втулка);
9 – выходное коническое колесо;
10 – опорное коническое колесо;
11 – кулачковый диск; 12 – диафрагма)

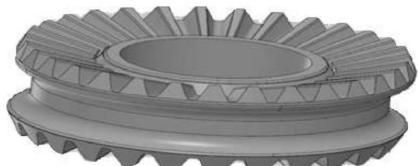


Рис. 2. Вариант двухвенцового конического
сателлита

ется, что для минимизации механических потерь и габаритов редуктора необходимо расположить точку пересечения оси входного вала и оси прецессирующего колеса вне центра сателлита на определённом расстоянии. Такую схему движения можно представить в виде «юлы», которая касается боком пола и вращается относительно своего основания.

Прецессирующие передачи с коническим зацеплением избавлены от проблемы потерь механической мощностей и больших габаритов, связанных с входом, и выходом при соединении контактирующих зубьев. Поэтому в [1-9] предлагается размещать точку пересечения осей входного вала и сателлита в геометрическом центре прецессирующего колеса. Модель движения сателлита таких передач схожа с прецессией «монеты», совершающей колебания на плоскости.

3. Уравнения движения

3.1. Общие принципы построения математической модели

Прецессирующие колебания традиционно характеризуют при помощи трёх углов Эйлера и трёх угловых скоростей [18] (рис.3):

Ф – угол собственного вращения;

Ψ – угол прецессии;

Θ – угол нутации;

• $\dot{\Phi} = \omega_\Phi$ – угловая скорость собственного вращения или ротации;

• $\dot{\Psi} = \omega_\Psi$ – угловая скорость прецессии;

• $\dot{\Theta} = \omega_\Theta$ – угловая скорость нутации.

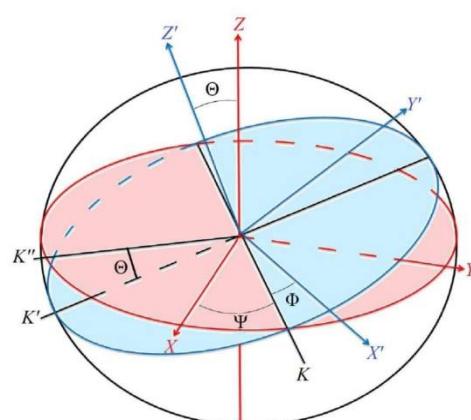


Рис. 3. Углы Эйлера

Система координат XYZ неподвижна, плоскость XOY назовём экваториальной. Система $X'Y'Z'$ жёстко связана с зубчатым колесом. Она совершает сложное вращательное движение, положение точки O не меняется в пространстве. Тогда плоскость $X'CY'$ будет являться прецессирующей плоскостью.

Углы Эйлера позволяют связать координаты точки в подвижной системе $X'Y'Z'$ и неподвижной XYZ путём последовательных поворотов по трём углам: прецессии Ψ , нутации Θ , собственного вращения Φ . Прецессирующая плоскость пересекается с экваториальной плоскостью по прямой OK . Это линия узлов. Прямые OK' и OK'' – это прямые, перпендикулярные линии узлов OK и принадлежащие прецессирующей плоскости и экваториальной плоскости соответственно.

Угол собственного вращения Φ отсчитывается на прецессирующей плоскости от луча OK до оси OX' движущейся системы координат. Угловая скорость ротации ω_Φ характеризует вращение подвижной системы координат $X'Y'Z'$ или прецессирующей плоскости $X'CY'$ относительно оси OZ' , то есть вращение сателлита относительно своей оси симметрии.

Угол прецессии Ψ измеряется в экваториальной плоскости между осью OX неподвижной системы координат и линией узлов OK . Скорость прецессии ω_Ψ описывает поворот прецессирующей плоскости относительно оси OZ неподвижной системы координат – оси входного вала.

Угол нутации Θ определяется, как угол между осями OZ и OZ' неподвижной и подвижной системы координат или угол между экваториальной плоскостью и прецессирующей плоскостью. Угловая скорость нутации ω_Θ характеризует вращательное движение тела относительно оси, проходящей через прямую OK .

Положение точки M в подвижной системе координат $X'Y'Z'$ в общем случае описывается при помощи трёх проекций. Так как сателлит – можно считать симметричным телом, то в задаче рассматриваются

только две проекции: проекция радиус-вектора \overline{OM} на ось OX' равна a и проекция \overline{OM} на ось OZ' равна b (рис.4, а). Описание кинематики движения сводится к уравнению траектории одной точки на поверхности прецессирующего колеса, так как все точки на поверхности движутся по одному закону, но с разными начальными фазами.

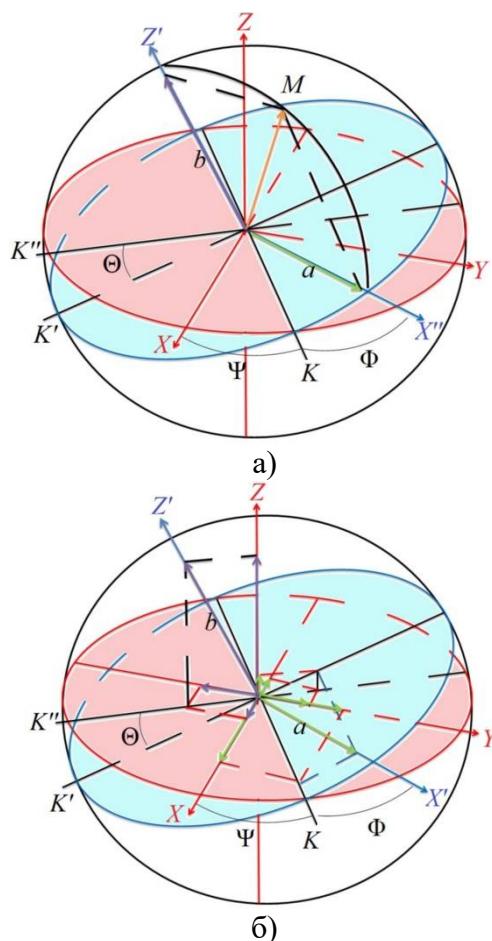


Рис. 4. Проекции радиус-вектора \overline{OM} :
а – проекции \bar{a} и \bar{b} подвижной системы координат; б – проекции векторов \bar{a} и \bar{b} на оси неподвижной системы координат

Выделяются два вида планетарных прецессирующих передач: 2К-Н и К-Н-В [14, 15]. Траектория движения сателлита для каждого из них будет различной. Сначала рассмотрим передачу вида 2К-Н. Её структурная схема представлена на рис. 1, б. Во время движения сателлит 6 сопрягается с двумя зубчатыми венцами: неподвижной поверхностью опорного колеса 10 и вращающимся

зубчатым колесом 9, связанным с выходным валом 2.

Спроецировать положение точки $M(a, b)$ на оси неподвижной системы координат можно при помощи направляющих косинусов в три этапа:

1.1. Спроецировать вектор \bar{a} на линию узлов OK и на линию OK' , перпендикулярную OK , лежащую в прецессирующей плоскости;

1.2. Полученную проекцию на прямую OK' спроецировать на линию OK'' и OZ ;

1.3. Полученные проекции на прямые OK и OK'' спроецировать на оси OXY ;

2.1. Спроецировать вектор \bar{b} на ось OZ и линию OK'' ;

2.2. Полученную проекцию на прямую OK'' спроецировать на оси OX и OY неподвижной системы координат;

3. Сложить проекции векторов \bar{a} и \bar{b} на оси OX , OY и OZ .

Так выводятся формулы для координат точки $M(a, b)$ через углы

Эйлера (рис. 4, б):

$$\left\{ \begin{array}{l} x = a(\cos\Phi \cos\Psi - \sin\Phi \sin\Psi \cos\Theta) + \\ \quad + b \sin\Theta \sin\Psi, \\ y = a(\cos\Phi \sin\Psi + \sin\Phi \cos\Psi \cos\Theta) - \\ \quad - b \sin\Theta \cos\Psi, \\ z = a \sin\Phi \sin\Theta + b \cos\Theta. \end{array} \right. \quad (1)$$

Для того, чтобы получить из выражения (1) уравнение движения, нужно выразить углы через одну независимую переменную – время t :

$$\left\{ \begin{array}{l} x = x(t), \\ y = y(t), \\ z = z(t). \end{array} \right.$$

Необходимо выяснить, как будет меняться каждый из углов Эйлера в зависимости от t . Составим уравнения $\Phi = \Phi(t)$, $\Psi = \Psi(t)$, $\Theta = \Theta(t)$. Проследим за движением колеса и изменением углов Эйлера в прецессирующей передаче.

3.2. Траектория для передачи 2К-Н

Радиус опорного (неподвижного) колеса ограничен и не позволяет прецессирующему колесу перейти в горизонтальное положение, угловая скорость $\omega_\Theta = \dot{\Theta} = 0$, угол Θ остаётся постоянным. Поэтому величины $\sin\Theta$ и $\cos\Theta$ уравнения (1) также являются константами.

Вращение в передаче происходит с постоянной угловой скоростью ротации ω_Φ и прецессии ω_Ψ . Угол прецессии можно считать основным, так как прецессионное движение плоскости задаёт ведущий вал. Угол Ψ определяется, как $\Psi(t) = \omega_\Psi t + \Psi_0$. Начальная фаза Ψ_0 принимается нулевой. Закон движения входного звена $\Psi(t) = \omega_\Psi t$.

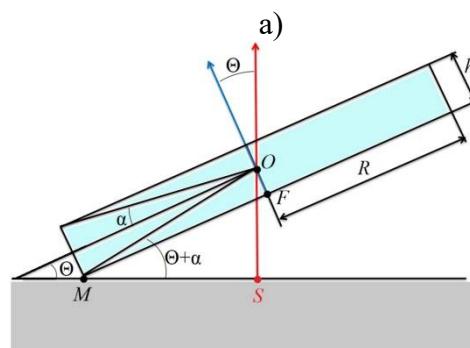
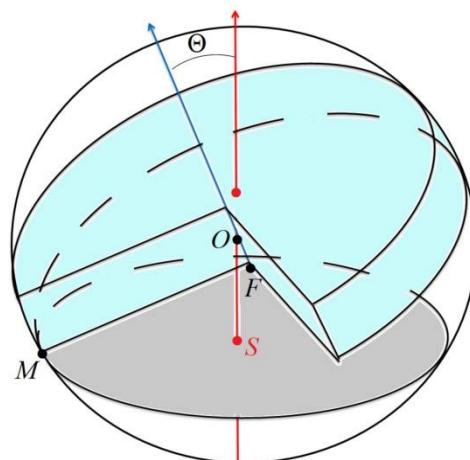


Рис. 5. Модель спутника в виде кругового цилиндра: а – аксонометрия; б – сечение в точке контакта M

Пусть R – это радиус прецессирующего колеса, а h – его толщина (рис. 5). Если вы-

брать точку M окружности основания цилиндра: $M\left(R, -\frac{h}{2}\right)$, то длина радиус-вектора

\overline{OM} выражается, как $|\overline{OM}| = \sqrt{R^2 + \frac{h^2}{4}}$ или

$|\overline{OM}| = \frac{R}{\cos \alpha}$, $\alpha = \operatorname{arctg} \frac{h}{2R}$. Прецессирую-

щее колесо перекатывается по опорному ко-
лесу постоянного радиуса

$$MS = |\overline{OM}| \cos(\Theta + \alpha) = R \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha}.$$

Пусть на начальной фазе Ψ_0 в момент времени t_0 оси OX , OX' и линия узлов OK совпадали, а касание звеньев проходило

в точке M_0 прецессирующего колеса (рис. 6, а). Она контактировала с опорным в точке N и совпадала с ней. Затем, при повороте прямой OK прецессирующего круга на угол Ψ относительно OX , точка касания $M(t)$ переместилась вместе с линией OK' на тот же угол: $\angle MSN = \Psi$. На рис. 6, б показано, как сателлит перекатился по опорному колесу на угол 90° . При этом видно, что при повороте Ψ в положительном направлении (по часовой стрелке), прецессирующая плоскость и расположенная на ней точка $M(t)$ должна переместиться на угол Φ в противоположном направлении (против часовой стрелки): $\angle MOM_0 = -\Phi$.

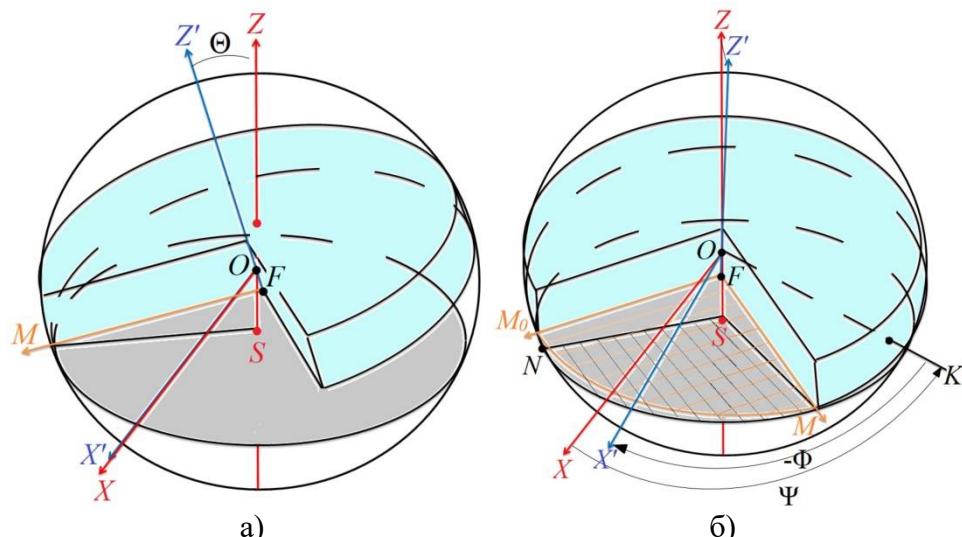


Рис. 6. Перемещение сателлита: а – точка контакта $M(t)$ в начальный момент времени;
 б – углы MSN и MFM_0

Так как сателлит вращается без проскальзываия, то расстояния по окружностям от точки $M(t)$ до точки M_0 и от $M(t)$ до N в любое время t равны друг другу. Обозначим длины дуг MM_0 и MN , как l_{MM_0} и l_{MN} .

$$l_{MM_0} = l_{MN}. \quad (2)$$

Если взять угол Ψ в радианах, то длина дуги l_{MN} определяется, как произведение угла, который она заключает, на радиус опорного колеса MS :

$$l_{MN} = MS \times \Psi(t) = R \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t.$$

Длина дуги MM_0 выражается через произведение её угла на радиус прецессирующего колеса $l_{MM_0} = R \times \angle MOM_0 = R(-\Phi)$. Из выражения (2) следует:

$$R(-\Phi) = R \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t;$$

$$\Phi = -\frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t.$$

Таким образом, если подставить в уравнение (1) функции: $\Phi = -\frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t$, $\Psi = \omega_\Psi t$, $\Theta = \text{const}$, то получится параметрическое уравнение траектории от переменной t :

$$\begin{cases} x = a \left[\cos\left(\frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_{\psi} t\right) \cos(\omega_{\psi} t) + \sin\left(\frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_{\psi} t\right) \sin(\omega_{\psi} t) \cos \Theta \right] + b \sin \Theta \sin(\omega_{\psi} t), \\ y = a \left[\cos\left(\frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_{\psi} t\right) \sin(\omega_{\psi} t) - \sin\left(\frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_{\psi} t\right) \cos(\omega_{\psi} t) \cos \Theta \right] - b \sin \Theta \cos(\omega_{\psi} t), \\ z = -a \sin\left(\frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_{\psi} t\right) \sin \Theta + b \cos \Theta. \end{cases}$$

На рис. 7 показаны траектории двух точек, расположенных на нижней кромке сателлита $\left(b = -\frac{h}{2}\right)$ имеющего толщину

$h = 0,2R$ и расположенных на расстоянии R и $0,8R$ от начала координат.

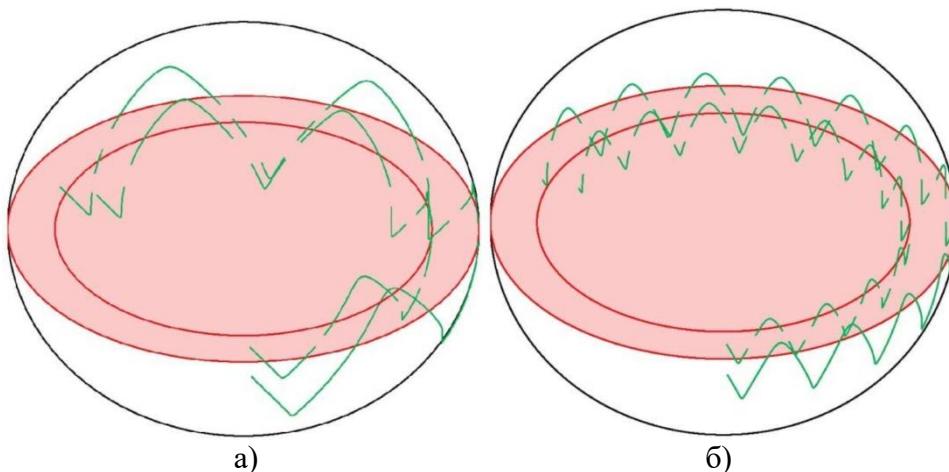


Рис. 7. Траектория точек для передачи 2К-Н: а – $\Theta = 20^\circ$; б – $\Theta = 10^\circ$

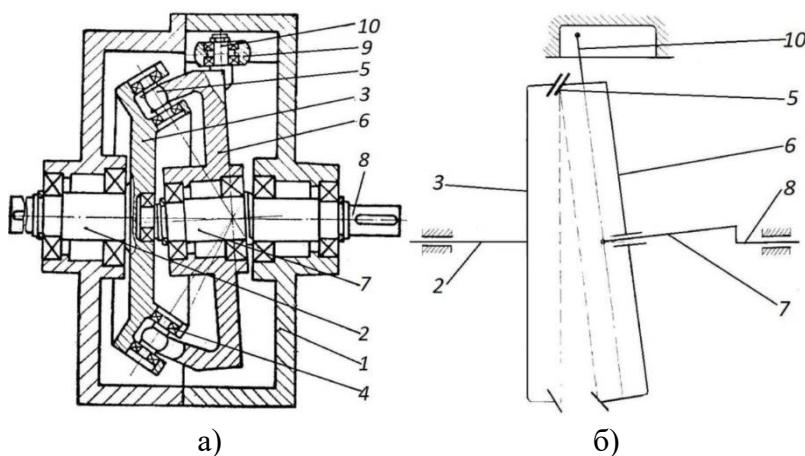


Рис. 8. Передачи вида К-Н-В: а – чертёж; б – структурная схема
 1 – корпус; 2 – ведомый вал; 3 – цевочное коническое колесо; 4 – подшипники; 5 – цевки;
 6 – зубчатый сателлит; 7 – кривошип; 8 – ведущий вал; 9 – ролик; 10 – палец

3.3. Траектория для передачи К-Н-В

Вариант такой передачи с цевочным зацеплением [4] представлен на рис. 8. На адаптированной для передачи структурной

схеме [5] цевочный венец показан зубчатым (рис 8, б).

В большинстве предложенных исполнений К-Н-В передач сателлит не может вращаться вокруг собственной оси. В качестве ограничителей могут выступать пальцы,

скользящие в пазах корпуса редуктора [4, 5] или зубчатые муфты с бочкообразным профилем зубьев [6].

Для математического вывода уравнений движения произведём тот же расчёт, что для передач 2К-Н: воспользуемся уравнениями проекций радиус-вектора \overline{OM} (1), и уравнениями для углов прецессии и нутации: $\Psi = \omega_\Psi t$, $\Theta = \text{const}$. Характер движения прецессирующего колеса отличается от предыдущей схемы, поэтому закон изменения угла ротации $\Phi = \Phi(t)$ будет другим. При той же частоте колебаний $\Psi(t)$ сателлит прецессирует без вращения относительно своей собственной оси. При каждом новом обороте генератора прецессии в контакте будут находиться те же точки, что и на предыдущих оборотах. Траектория должна быть замкнутой за период обращения 2π . Это значит, что угловая скорость ротации ω_Φ от-

$$\left\{ \begin{array}{l} x = a \left[\cos \left(k \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t \right) \cos(\omega_\Psi t) + \sin \left(k \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t \right) \sin(\omega_\Psi t) \cos \Theta \right] + b \sin \Theta \sin(\omega_\Psi t) \\ y = a \left[\cos \left(k \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t \right) \sin(\omega_\Psi t) - \sin \left(k \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t \right) \cos(\omega_\Psi t) \cos \Theta \right] - b \sin \Theta \cos(\omega_\Psi t) \\ z = -a \sin \left(k \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t \right) \sin \Theta + b \cos \Theta \end{array} \right.$$

Для того, чтобы траектория замыкалась за период $t = 2\pi$ необходимо, чтобы коэффициент k был равен $\frac{\cos \alpha}{\cos(\Theta + \alpha)}$.

Таким образом, уравнение движения имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} x = a(\cos^2(\omega_\Psi t) + \sin^2(\omega_\Psi t) \cos \Theta) + b \sin \Theta \sin(\omega_\Psi t), \\ y = a \sin(\omega_\Psi t) \cos(\omega_\Psi t) (1 - \cos \Theta) - b \sin \Theta \cos(\omega_\Psi t), \\ z = -a \sin(\omega_\Psi t) \sin \Theta + b \cos \Theta. \end{array} \right. \quad (3)$$

Если принять $b = 0$, то проекцию траектории (3) на плоскость XOY можно преобразовать к виду:

$$\left(x - a \cos^2 \frac{\Theta}{2} \right)^2 + y^2 = \left(a \sin^2 \frac{\Theta}{2} \right)^2.$$

личается от скорости ротации в расчёте для 2К-Н. Поэтому длины дуг l_{MM_0} и l_{MN} не равны. Пусть они отличаются в некоторый коэффициент k : $k \times l_{MM_0} = l_{MN}$.

$$l_{MN} = R \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t, \quad l_{MM_0} = R(-\Phi),$$

$$k \times R \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t = R(-\Phi). \quad \text{Тогда угол собственного вращения определяется, как } \Phi = -k \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t.$$

Если теперь подставить функции $\Phi = -k \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t$, $\Psi = \omega_\Psi t$, $\Theta = \text{const}$ в выражение (1), то получится уравнение движения такое же, как и в первой задаче, но с некоторым коэффициентом k :

$$\left\{ \begin{array}{l} x = a \left[\cos \left(k \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t \right) \cos(\omega_\Psi t) + \sin \left(k \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t \right) \sin(\omega_\Psi t) \cos \Theta \right] + b \sin \Theta \sin(\omega_\Psi t) \\ y = a \left[\cos \left(k \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t \right) \sin(\omega_\Psi t) - \sin \left(k \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t \right) \cos(\omega_\Psi t) \cos \Theta \right] - b \sin \Theta \cos(\omega_\Psi t) \\ z = -a \sin \left(k \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha} \omega_\Psi t \right) \sin \Theta + b \cos \Theta \end{array} \right.$$

Это уравнение окружности (рис. 9а) с центром в точке $\left(a \cos^2 \frac{\Theta}{2}; 0; 0 \right)$ и радиусом $a \sin^2 \frac{\Theta}{2}$. Подробный вывод этих уравнений представлен в Приложении А.

Так как проекция траектории (3) на плоскость XOY является окружностью, то следовательно, уравнение движения (3) является линией пересечения сферы и прямого кругового цилиндра (рис. 9, б). Частный случай этой кривой при радиусе цилиндра равном половине радиуса сферы, то есть при $\Theta = \frac{\pi}{2}$, называется кривой Вивиани [19].

4. Практическое исследование уравнений движения

Рассмотрим траекторию точки на сателлите для передачи 2К-Н (рис. 8). В отличие



от использованной математической модели в виде цилиндра, перекатывающегося по опорной плоскости, реальные прецессирующее и опорное колёса имеют зубчатый профиль. Это условие можно адаптировать для модели, добавив требование на точку контакта в определённом месте – выступах или впадинах зубьев опорного колеса.

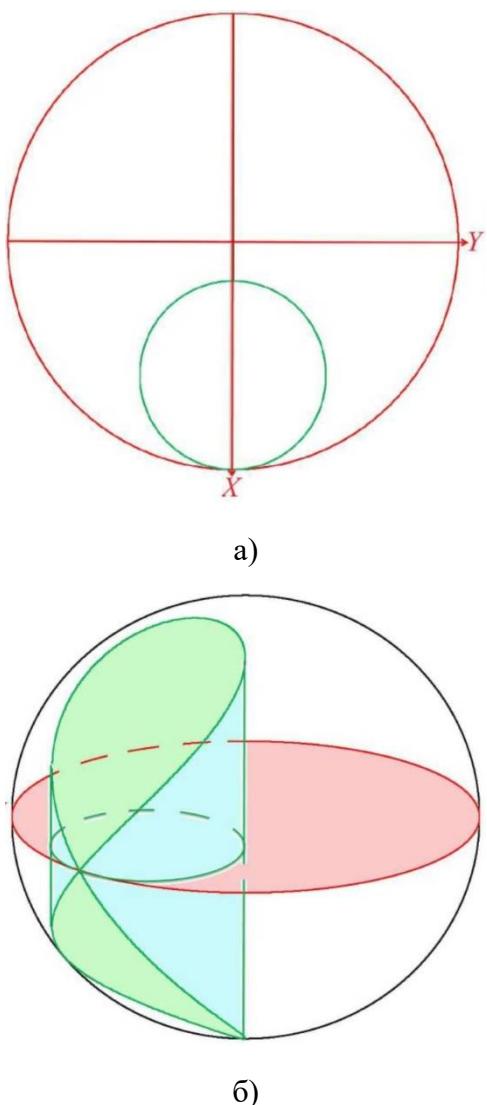


Рис. 9. Траектория точки для передачи К-Н-В: а – вид сверху; б – аксонометрия

Для рассматриваемой траектории будут справедливы те же утверждения, что и для траектории эксцентриковой передачи – гипоциклоиды. Гипоциклоида будет замкнутой, если отношение радиуса неподвижной окружности к радиусу подвижной можно представить в виде рациональной дроби. Для

прецессирующей передачи это требование преобразуется к виду:

$$\frac{SM}{OF} = \frac{a \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha}}{a} = \frac{\cos(\Theta + \alpha)}{\cos \alpha},$$

где $\alpha = \operatorname{arctg} \frac{h}{2R}$.

В общем случае, значения функций $\cos(\Theta + \alpha)$ и $\cos \alpha$ являются действительными числами. Угол α полностью определяется геометрией сателлита, а значит, для плавности работы передачи требуется подбирать строго определённые числа угла Θ .

Отношение радиусов можно заменить на отношение длин окружностей или отношение чисел зубьев на опорном и прецессирующем колёсах. Для минимизации габаритов передачи требуется уменьшать угол Θ . При этом увеличивается количество точек опорной окружности (рис. 7), где происходит контакт с прецессирующим колесом и, соответственно, число зубьев на ней. Целесообразно использовать сателлит, количество зубьев которого на 1 больше, чем у опорного колеса.

Теперь проанализируем передачу К-Н-В. В авторских свидетельствах [4, 5] используются ограничительные пальцы. На рис. 7, б видно, что точка на сателлите описывает «восьмёрку» на поверхности сферы. Следовательно, для обеспечения плавности хода требуется, чтобы палец перемещался по пазу той же формы. Однако, выполнить паз в виде сферической «восьмёрки» и проконтролировать движение пальца по нему крайне сложно. Поэтому, в силу того, что в планетарных прецессирующих передачах углы нутации невелики (до 10°), движение пальцев предлагается ограничивать прямолинейными пазами. При этом для крайнего значения угла $\Theta = 10^\circ$ отношение радиуса цилиндра к радиусу сферы, которую он пересекает, составляет всего 0,0076. Это значит, что для сателлита радиусом $R = 300$ мм и толщиной $h = 50$ мм максимальное отклонение от прямолинейной траектории паза составит 2,3 мм, чем, в некоторых случаях, можно пре轻небречь. Зубчатая муфта позволяет реализовать более точную кинематику передачи.

Если дополнить компьютерные программы, использованные в статье [16], то методом последовательных положений, можно сформировать зубчатый профиль, который обеспечит плавность и точность передачи.

5. Заключение

В ходе исследования было проанализировано множество вариантов планетарных прецессирующих передач. Классифицированы способы генерации прецессирующих колебаний.

Для конфигураций вида 2К-Н и К-Н-В подробно изложена методика построения модели передачи и математического вывода закона движения характерных точек. Получены уравнения траектории.

Были проанализированы уравнения движения характерных точек и выявлено требование для определения угла нутации, обеспечивающего кинематическую точность передачи. Обоснован выбор сателлита с числом зубьев на 1 больше, чем у опорного колеса.

Полученные уравнения траектории, при помощи метода последовательных положений, позволяют смоделировать зубчатый профиль передач вида 2К-Н и К-Н-В. Созданная электронная модель позволит детальнее изучить процесс работы всех звеньев, их технические характеристики и подобрать технологические операции для его реализации.

Проделанные исследования помогут заполнить на рынке редукторостроения нишу, где востребованы передаточные отношения (числа) примерно 40-400.

Приложение А

Для того, чтобы спроецировать уравнение движения (3) на плоскость XOY и убедиться, что траектория является линией пересечения кругового цилиндра и сферы, потребуется выполнить ряд математических преобразований. Уравнение проекции на плоскость обладает только двумя координатами: x и y . Координата $z = 0$. В таком случае уравнение (3) примет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} x = a(\cos^2(\omega_\Psi t) + \sin^2(\omega_\Psi t) \cos \Theta) + \\ \quad + b \sin \Theta \sin(\omega_\Psi t), \\ y = a \sin(\omega_\Psi t) \cos(\omega_\Psi t)(1 - \cos \Theta) - \\ \quad - b \sin \Theta \cos(\omega_\Psi t), \\ z = -a \sin(\omega_\Psi t) \sin \Theta + b \cos \Theta. \end{array} \right. \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} x = a(\cos^2(\omega_\Psi t) + \sin^2(\omega_\Psi t) \cos \Theta) + \\ \quad + b \sin \Theta \sin(\omega_\Psi t), \\ y = a \sin(2\omega_\Psi t) \frac{1 - \cos \Theta}{2} - \\ \quad - b \sin \Theta \cos(\omega_\Psi t), \\ z = 0. \end{array} \right.$$

Уравнение окружности выводится при условии $b = 0$:

$$\left\{ \begin{array}{l} x = a(\cos^2(\omega_\Psi t) + \sin^2(\omega_\Psi t) \cos \Theta), \\ y = a \sin(2\omega_\Psi t) \frac{1 - \cos \Theta}{2}, \\ z = 0. \end{array} \right. \quad (4)$$

Из второй строки системы (4) выражается: $\sin(2\omega_\Psi t) = \frac{y}{a} \frac{2}{1 - \cos \Theta}$ и по основному тригонометрическому тождеству приводится к виду (5):

$$\cos(2\omega_\Psi t) = \pm \sqrt{1 - \frac{4y^2}{a^2(1 - \cos \Theta)^2}}. \quad (5)$$

Первую строку системы (4) можно преобразовать, воспользовавшись формулой понижения степени, а затем подставить в неё выражение (5):

$$\begin{aligned} x &= a(\cos^2(\omega_\Psi t) + \sin^2(\omega_\Psi t) \cos \Theta), \\ x &= a \left[\frac{1 - \cos(2\omega_\Psi t)}{2} + \frac{1 + \cos(2\omega_\Psi t)}{2} \cos \Theta \right], \\ x &= \frac{a}{2} [1 - \cos(2\omega_\Psi t) + (1 + \cos(2\omega_\Psi t)) \cos \Theta], \\ x &= \frac{a}{2} [1 + \cos \Theta - \cos(2\omega_\Psi t) + \cos(2\omega_\Psi t) \cos \Theta], \end{aligned}$$



$$x = \frac{a}{2} \left[1 + \cos \Theta + \frac{(\cos \Theta - 1) \sqrt{a^2(1 - \cos \Theta)^2 - 4y^2}}{a(1 - \cos \Theta)} \right],$$

$$2x = a(1 + \cos \Theta) - \sqrt{a^2(1 - \cos \Theta)^2 - 4y^2},$$

$$\sqrt{a^2(1 - \cos \Theta)^2 - 4y^2} = a(1 + \cos \Theta) - 2x,$$

$$a^2(1 - 2 \cos \Theta + \cos^2 \Theta) - 4y^2 =$$

$$= a^2(1 + 2 \cos \Theta + \cos^2 \Theta) - 4ya(1 + \cos \Theta) + 4x^2,$$

$$0 = 4x^2 + 4y^2 + 4a^2 \cos \Theta - 4ya(1 + \cos \Theta),$$

$$0 = x^2 + y^2 + a^2 \cos \Theta - ya(1 + \cos \Theta),$$

$$0 = x^2 + y^2 - ya(1 + \cos \Theta) + \frac{a^2(1 + \cos \Theta)^2}{4} -$$

$$- \frac{a^2(1 + \cos \Theta)^2}{4} + a^2 \cos \Theta,$$

$$0 = x^2 + \left(y - \frac{a(1 + \cos \Theta)}{2} \right)^2 - \frac{a^2(1 + 2 \cos \Theta + \cos^2 \Theta)}{4} + \frac{a^2 4 \cos \Theta}{4},$$

$$0 = x^2 + \left(y - \frac{a(1 + \cos \Theta)}{2} \right)^2 - \frac{a^2(1 - 2 \cos \Theta + \cos^2 \Theta)}{4},$$

$$x^2 + \left(y - \frac{a(1 + \cos \Theta)}{2} \right)^2 = \left(\frac{a(1 - \cos \Theta)}{2} \right)^2,$$

$$x^2 + \left(y - a \cos^2 \frac{\Theta}{2} \right)^2 = \left(a \sin^2 \frac{\Theta}{2} \right)^2.$$

Последняя формула является уравнением окружности с центром в точке $\left(0; a \cos^2 \frac{\Theta}{2}; 0 \right)$ и радиусом $a \sin^2 \frac{\Theta}{2}$.

Список литературы

1. Планетарный прецессионный редуктор / И.А. Бостан, В.Е. Дулгеру. - Авторское свидетельство СССР на изобретение №1481539. Заявл. 02.04.1987, №4236297. Опубл. 23.05.1989. Бюл. №19.
2. Планетарная прецессионная передача с выборкой зазора / В.М. Артеменко. - Авторское свидетельство СССР на изобретение №1703902. Заявл. 05.06.1989, №4698421. Опубл. 07.01.1992. Бюл. №1.
3. Двухступенчатая прецессионная передача / В.М. Белкин. - Авторское свидетельство СССР на изобретение №750186. Заявл. 08.02.1977, №2449681. Опубл. 23.07.1980. Бюл. №27.
4. Планетарная прецессионная передача / П.Ф. Деинеко, С.Н. Городняя. - Авторское свидетельство СССР на изобретение №1015162. Заявл. 18.12.1980, №3219450. Опубл. 30.04.1983. Бюл. №16.
5. Прецессионный редуктор / К.У. Кутыев, К.Н. Михеева, Б.И. Павлов. - Авторское свидетельство СССР на изобретение №588427. Заявл. 20.03.1972, №1760781. Опубл. 15.01.1978. Бюл. №2.

References

1. Patent USSR 1481539. *Planetarnyu precessionnyu reduktor* [Planetary precession reducer]. Bostan I.A., Dulgheru V.E. Declared 02.04.1987. Published 23.05.1989. Bulletin No. 19. (in Russian).
2. Patent USSR 1703902. *Planetarnaya precessionnaya peredacha s vyborkoy zazora* [Planetary precession transmission from an elective gap]. Artemenko V.M. Declared 05.06.1989. Published 07.01.1992. Bulletin No. 1. (in Russian).
3. Patent USSR 750186. *Dvustupenchataya precessionnaya peredacha* [Two-stage precession transmission]. Belkin V.M. Declared 08.02.1977. Published 23.07.1980. Bulletin No. 27. (in Russian).
4. Patent USSR 1015162. *Planetarnaya precessionnaya peredacha* [Planetary precession transmission]. Deineko P.F., Gorodnaya S.N. Declared 18.12.1980. Published 30.04.1983. Bulletin No. 16. (in Russian).
5. Patent USSR 588427. *Precessionnyu reduktor* [Precession reducer]. Kutyev K.U., Mikheeva K.N., Pavlov B.I. Declared 20.03.1972. Published 15.01.1978. Bulletin



6. Планетарная прецессионная передача / И.А. Бостан. - Авторское свидетельство СССР на изобретение №1401203. Заявл. 26.05.1986, №4070973. Опубл. 07.06.1988. Бюл. №21.
7. Планетарная прецессионная передача / А.В. Кудрявцев. - Авторское свидетельство СССР на изобретение №1474362. Заявл. 04.05.1987, №4239931. Опубл. 23.04.1989. Бюл. №15.
8. Планетарная прецессионная передача / И.А. Бостан, В.Е. Дулгеру. - Авторское свидетельство СССР на изобретение №1714249. Заявл. 20.05.1986, №4085330. Опубл. 23.02.1992. Бюл. №7.
9. Прецессирующий редуктор / Ф.И. Плеханов, И.А. Пушкин - Патент РФ на изобретение №2694483, Заявл. 26.03.2018, №2018110759. Опубл. 15.07.2019. Бюл. №20.
10. Скобеда А.Т., Громыко П.Н., Лустенков М.Е. Минимизация потерь мощности при проектировании новых типов механических передач // Перспективные приводные системы, трансмиссии и робототехнические комплексы: материалы междунар. науч.-техн. конф. Могилев: БРУ, 2011, С. 11-14.
11. Bostan I., Dulgheru V. Study of the analytical description of nestandard tooth profile by using the system of equations // Acta Technica Napocensis. Applied Mathematics and Mechanics. 2013. Vol. 56. is. 4. pp. 621-624.
12. Лопатин Б.А., Полуэктов Е.А., Хаустов С.А. Формирование внутреннего приближенного зацепления цилиндро-конических передач // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия Машиностроение. 2011. №11. С. 62-69.
13. Лопатин Б.А., Зайнетдинов Р.И., Плотникова С.В. Контроль зубьев неевольвентной шестерни цилиндро-конической передачи // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия Машиностроение. 2014. Т. 14. №1. С. 52-58.
14. Громыко П.Н. Научные основы создания планетарных прецессионных передач No. 2. (in Russian).
6. Patent USSR 1401203. *Planetarnaya precessionnaya peredacha* [Planetary precession transmission]. Bostan I.A. Declared 26.05.1986. Published 07.06.1988. Bulletin No. 21. (in Russian).
7. Patent USSR 1474362. *Planetarnaya precessionnaya peredacha* [Planetary precession transmission]. Kudryavtsev A.V. Declared 04.05.1987. Published 23.04.1989. Bulletin No. 15. (in Russian).
8. Patent USSR 1714249. *Planetarnaya precessionnaya peredacha* [Planetary precession transmission]. Bostan I.A., Dulgheru V.E. Declared 20.05.1986. Published 23.02.1992. Bulletin No. 7. (in Russian).
9. Patent RU 2694483. *Precessiruyushchiy reduktor* [Precessing Reduction Gear]. Plekhanov F.I., Pushkarev I.A., Pushkareva T.A., Pervushin G.N. Declared 26.03.2018. Published 15.07.2019. Bulletin No. 20. (in Russian).
10. Skoibeda A.T., Gromyko P.N., Lustenkov M.E. Minimizing power losses when designing new types of mechanical transmissions. *Perspektivnye privodnye sistemy, transmissii i robototekhnicheskiye kompleksy: materialy mezhd. nauch.-tech. konf.* [Promising Drive Systems, Transmissions and Robotic Complexes: Materials of the Int. Sci.-Tech. conf.]. Mogilev, BRU, 2011, pp.11-14 (in Russian).
11. Bostan I., Dulgheru V. Study of the analytical description of nestandard tooth profile by using the system of equations. *Acta Technica Napocensis. Applied Mathematics and Mechanics*, 2013, Vol. 56, is. 4, pp. 621-624.
12. Lopatin B.A., Poluektov E.A., Khastov S.A. Formation of an approximate internal toothing for cylindrical-conic gears. *Vestnik Yuzhno-Uralskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya Mashinostroenie*, 2011, no.11, pp. 62-69. (in Russian).
13. Lopatin B.A., Zaynetdinov R.I., Plotnikova S.V. Control of cylinder-conical cogs referral. *Vestnik Yuzhno-Uralskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya Mashinostroenie*, 2014, Vol. 14 no.1, pp. 52-58. (in Russian).



с коническо-цилиндрическим зацеплением: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Минск, 2002. 43 с.

15. Гончаров П.С. Основные параметры прецессионной роликовой передачи при различных вариантах ее структурного исполнения // Вестник Белорусско-Российского университета. 2012. №3(36). С. 17-26.

16. Громыко П.Н., Галюжин Д.С., Доконов Л.Г., Трусов И.В. Разработка методики исследования плавности работы планетарной прецессионной передачи на основе использования методов компьютерного моделирования // Вестник Белорусско-Российского университета. 2007. №1(14). С. 82-89.

17. Громыко П.Н., Жолобов А.А., Доконов Л.Г. Технология формообразования поверхностей зубьев сателлита планетарной прецессионной передачи с использованием упрощенных профилей // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. 2009. №8. С. 58-62.

18. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 2010. 416 с.

19. Фихтенгольц Г.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления. Т.1. Санкт-Петербург: Лань, 2025. 608 с.

14. Gromyko P.N. *Nauchnye osnovy sozdaniya planetarnykh precessionnykh peredach s konichesko-cilindricheskim zacepleniem* [Scientific foundations of the creation of planetary precession gears with conical-cylindrical gearing]. Abstract of Diss. Doc. Sci. (Engineering). Minsk, 2002, 43p. (in Russian).

15. Goncharov P.S. The main parameters of the precession roller transmission in various variants of its structural design. *Vestnik Belarussko-Rossiyskogo Universiteta*, 2012, no.3(36), pp.17-26 (in Russian).

16. Gromyko P.N., Galyuzhin D.S., Dokonov L.G, Trusov I.V. Development of a methodology for investigating the smooth operation of planetary precession transmission based on the use of computer modeling methods. *Vestnik Belarussko-Rossiyskogo Universiteta*, 2007, no.1(14), pp.82-89 (in Russian).

17. Gromyko P.N., Zholobov A.A., Dokonov L.G. Technology of shaping the tooth surfaces of a planetary precession transmission satellite using simplified profiles. *Vestnik Polotskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya V. Promyshlennost. Tekhnicheskiye nauki*, 2009, no.8, pp.58-62. (in Russian).

18. Targ S.M. *Kratkiy kurs teoreticheskoy mekhaniki* [A short course in theoretical mechanics]. Moscow, Vishaya shkola Publ., 2010. 416p. (in Russian).

19. Fikhtenholts G.M. *Kurs differentsiyal'nogo i integral'nogo ischisleniya. T.1* [Course of differential and integral calculus. Vol.1], St. Petersburg, Lan, 2025. 608p. (in Russian).

УДК (UDC) 621.86

ПРИМЕНЕНИЕ ГЕНЕТИЧЕСКОГО АЛГОРИТМА В ПРОЦЕССЕ СИНТЕЗА СТРУКТУРНЫХ СХЕМ ПРИВОДОВ МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМА ГРУЗА

APPLICATION OF A GENETIC ALGORITHM IN THE SYNTHESIS PROCESS OF STRUCTURAL DIAGRAMS OF LOAD-LIFTING MECHANISMS DRIVES

Гончаров К.А.
Goncharov K.A.Российский университет транспорта (Москва, Россия)
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Синтез структурной схемы привода механизма подъема груза любой грузоподъемной машины является нетривиальной и неформализованной инженерной задачей, опирающейся в своей основе на опыт проектировщика в вопросе подбора взаимодействующих в структуре привода узлов. Лишь во вторую очередь в данной проектной процедуре можно поставить значимость проводимых параллельно дополнительных компоновочных расчетов, легко поддающихся формализации и, как следствие, дальнейшей автоматизации. В настоящей статье предложено математическое решение процедуры формализации построения схем приводов механизма подъема и поиска наилучшей из них на основе одного из концептуальных решений при построении моделей искусственного интеллекта — метода создания новых решений в виде генетического алгоритма. Показаны особенности построения исходной популяции решений, кроссовера и мутации. Отдельный акцент сделан на необходимости определения сбалансированного вида функции приспособленности. Приведен сравнительный анализ качества синтезируемых решений в зависимости от применяемого количества эволюционных итераций при реализации генетического алгоритма в случае использования статических функций приспособленности.

Ключевые слова: механизм подъема груза, синтез структуры привода, генетический алгоритм, модели искусственного интеллекта.

Дата получения статьи: 29.09.2025
Дата принятия к публикации: 04.12.2025
Дата публикации: 25.12.2025

Сведения об авторе:

Гончаров Кирилл Александрович – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», Российский университет транспорта, e-mail: goncharov_bgu@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5895-1162

Abstract. Synthesizing the structural diagram of a hoisting mechanism drive for any lifting machine is a non-trivial and non-formalized engineering task, relying primarily on the designer's experience in selecting the components interacting within the drive structure. Only secondary importance in this design procedure can be placed on the additional, parallel layout calculations, which are easily formalized and, consequently, further automated. This article proposes a mathematical solution for formalizing the construction of hoisting mechanism drive diagrams and searching for the best one. This solution is based on one of the conceptual solutions for constructing artificial intelligence models—a method for generating new solutions in the form of a genetic algorithm. The features of constructing the initial solution population, crossover, and mutation are demonstrated. Particular emphasis is placed on the need to define a balanced fitness function. A comparative analysis of the quality of the synthesized solutions is provided, depending on the number of evolutionary iterations used in implementing the genetic algorithm when static fitness functions are used.

Keywords: Load lifting mechanism, drive structure synthesis, genetic algorithm, artificial intelligence models.

Date of manuscript reception: 29.09.2025
Date of acceptance for publication: 04.12.2025
Date of publication: 25.12.2025

Author's information:

Kirill A. Goncharov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department of Land Transport and Technological Means, Russian University of Transport, e-mail: goncharov_bgu@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5895-1162

1. Введение

Процессы компоновки механизмов и их систем приводов являются в значительной степени трудоемкими и основанными на конструкторском опыте исполнителей. Многие системы автоматизированного проектирования, их модули и блоки позволяют решать задачи компоновки со значительными ограничениями, фактически предоставляя возможности только для визуального моделирования при манипулировании уже выбранными узлами и агрегатами. Ключевой сложностью при реализации подобных задач компоновки является проблема формализации ряда процедур, основанных на качественном анализе спектра принимаемых решений в условиях нечеткости или неоднозначности оценки соответствующих критериев эффективности [1 - 3].

При этом необходимо проводить четкие терминологические и классификационные границы при анализе объектов исследования, а именно разделять привод и исполнительные механизмы в каждой рассматриваемой механической системе, которые в отдельных случаях также включаются в структуру приводов [4]. И если отдельные приводы механизмов подъемно-транспортных машин имеют сходные принципы построения, то исполнительные механизмы, зачастую связывающие несколько приводов в единую систему, могут реализовывать абсолютно разные принципы распределения нагрузок на приводы и, соответственно, различаться алгоритмами и архитектурами систем управления. В качестве примера можно привести системы приводов многоприводных ленточных конвейеров, механизмы передвижения грузоподъемных машин на рельсовом и гусеничном ходу с раздельным приводом, грейферные лебедки двухканатных и четырехканатных грейферов. В случае многоприводных ленточных конвейеров картина распределения нагрузок на приводы зависит от конфигурации трассы конвейера и мест установки приводов [5]. Раздельные приводы грузоподъемных машин подвергаются переменной нагрузке в зависимости от координат положения груза и элементов механизмов на тележках и непосред-

ственно кранах, степени перекоса при движении, состояния реборд колес и рельс [6, 7]. Лебедки грейферных кранов работают взаимосвязано для реализации правильной последовательности работы грейфера. При этом сами приводы каждой из описанных выше систем характеризуются наличием одинаковых по назначению элементов: систем управления, двигателей, передач, соединительных устройств.

В настоящей статье под приводом в соответствии с [7, 8] будем понимать систему, состоящую из двигателя, аппаратуры управления и промежуточной передачи от двигателя к рабочему механизму, служащую для преобразования и передачи последнему какого-либо вида энергии, необходимой для его нормальной работы.

В работах [1; 5; 7] описаны различные подходы к компоновке отдельных приводов подъемно-транспортных машин. Указанные подходы базируются на алгоритмах принятия решений на основе накопленного проектного опыта, что может приводить к неэффективным конечным результатам проектных процедур. Возможным методом поиска наилучшего варианта компоновки, подходящим для реализации в подобной ситуации, является одно из концептуальных решений моделей искусственного интеллекта – генетический алгоритм [9].

Генетический алгоритм имитирует процесс естественного отбора, создавая и осуществляя эволюцию популяции особей (решений) в задачах оптимизации, имитируя, в том числе, генетические мутации [9]. После создания исходной популяции хромосом (наборов взаимосвязанных цепочек признаков искомых решений) вычисляется функция приспособленности. Значение функции приспособленности является количественной оценкой оптимальности решения и ранжирует его по отношению к другим решениям [9]. Далее хромосомы обмениваются своими частями (процедура кроссовера), создавая хромосом-потомков [9]. На следующем этапе выполняется мутация, в процессе которой случайным образом изменяется, как минимум, один ген (признак) в хромосоме [9]. Полученная популяция заменяет предыдущую, и



начинается новая итерация. Итерации генетического алгоритма завершаются при выполнении критерия завершения (как правило, заранее определенного количества итераций). В конечном итоге сохраняются наиболее приспособленные хромосомы [9].

2. Цель исследования

Целью настоящего исследования является применение и адаптация элементов генетического алгоритма к проектным процедурам синтеза структуры обобщенного привода механизма подъемно-транспортной машины. В качестве объекта исследования (рассматриваемого примера) выберем привод механизма подъема груза грузоподъемной машины (грузоподъемного крана, лифта, подъемника).

3. Особенности проведения исследования

С учетом приведенных выше сведений, согласно [9], генетический алгоритм состоит из двух принципиальных этапов:

1) создание исходной популяции решений (хромосом);

2) циклическая итерация модифицированных популяций решений по отношению к предыдущим (в том числе к исходной популяции) с постоянной оценкой функции приспособленности.

Одна циклическая итерация подразумевает следующие этапы:

1) создание из входной родительской популяции решений-потомков (хромосом-потомков);

2) мутация генов в полученной популяции хромосом-потомков;

3) оценка приспособленности каждой мутированной хромосомы-потомка, выявление наилучшего решения в соответствии с функцией приспособленности.

Применим описанный алгоритм к объекту исследования – приводу механизма подъема груза. Для создания популяций решений воспользуемся классификационной системой, предложенной в [7] (табл. 1).

В табл. 1 сознательно пропущен элемент – тормозная система, которая конструктивно может быть установлена в любом месте ки-

нематической схемы привода [7], что дестабилизирует последовательность выстраивания признаков в решении-хромосоме. Для уменьшения тормозного момента тормозную систему преимущественно располагают на быстроходном валу механизма (с учётом обязательного наличия жёсткой кинематической связи между исполнительным элементом лебедки и тормозной системой). С учетом данного обстоятельства тормозную систему можно классифицировать, как добавочный признак, который можно совместить с любым решением признака В.3. (табл. 1) после получения наилучшего решения в результате исполнения генетического алгоритма.

При реализации генетического алгоритма введем следующие условия, ограничения и допущения:

1) количество хромосом (решений) в одной популяции – 5;

2) каждая хромосома представляет собой комбинацию признаков (В.1., В.2., В.3., В.4., В.5., В.6.), в которой каждому признаку ставится в соответствие какое-либо одно возможное его решение согласно таблице 1 (пример вида хромосомы – (С.4., С.2., С.3., С.4., С.2., С.1.), где первый элемент С.4. соответствует признаку В.1., второй элемент С.2. соответствует признаку В.2. и т.д.);

3) на каждой итерации хромосомы-потомки формируются из хромосом-родителей посредством обмена своими половинами (соответственно любые три признака);

4) мутация хромосом на каждой итерации проводится случайным изменением варианта решения одного признака (гена) из шести;

5) функция приспособленности рассчитывается алгебраическим сложением оценок (табл. 1), соответствующих признакам в структуре рассматриваемой хромосомы; лучшим значением функции приспособленности является максимально возможная сумма баллов;

6) значение функции приспособленности принимается равным 0 в случае, если какие-либо решения признаков внутри хромосомы несовместимы (например, дроссельное регулирование и ручной привод).

Таблица 1

Варианты исполнения элементов привода механизма подъема груза

Признак	Обозначение	Описание	Оценка
B.1.	Система управления		
	C.1.	Дроссельное регулирование - гидропривод	4
	C.2.	Машинное регулирование - гидропривод	4
	C.3.	Ручное многоскоростное плавное регулирование – электропривод	7
	C.4.	Ручное многоскоростное ступенчатое регулирование – электропривод	8
	C.5.	Автоматическое многоскоростное плавное регулирование – электропривод	4
	C.6.	Автоматическое многоскоростное ступенчатое регулирование – электропривод	4
	C.7.	Без регулирования на естественных характеристиках	5
	C.8.	Автоматическое односкоростное плавное регулирование – электропривод	9
B.2.	Двигатель		
	C.1.	Гидромотор - гидропривод	5
	C.2.	Электродвигатель переменного тока с короткозамкнутым ротором – электропривод	6
	C.3.	Электродвигатель переменного тока с фазным ротором – электропривод	6
	C.4.	Электродвигатель постоянного тока – электропривод	4
	C.5.	Ручной привод	2
B.3.	Соединение двигателя и передачи		
	C.1.	Компенсирующая муфта	9
	C.2.	Компенсирующие муфты в комплексе с трансмиссионным валом	7
	C.3.	Планетарная муфта	4
	C.4.	Планетарная муфта в комплексе с трансмиссионным валом и компенсирующей муфтой	3
	C.5.	Фрикционная муфта	1
	C.6.	Фрикционная муфта в комплексе с трансмиссионным валом и компенсирующей муфтой	1
	C.7.	Гидромуфта в комплексе с компенсирующей муфтой	3
	C.8.	Гидромуфта в комплексе с трансмиссионным валом и компенсирующей муфтой	2
	C.9.	Шпоночное или шлицевое соединение выходного вала двигателя и ведущей шестерни передачи	6
B.4.	Передача		
	C.1.	Цилиндрический редуктор	9
	C.2.	Червячный редуктор	3
	C.3.	Конический редуктор	4
	C.4.	Планетарный редуктор	5
	C.5.	Редуктор с совмещением передач разного типа	3
B.5.	Соединение передачи и исполнительного элемента		
	C.1.	Жесткая компенсирующая муфта	6
	C.2.	Совмещение опоры исполнительного элемента с валом редуктора	8
	C.3.	Тихоходная открытая зубчатая передача	6
B.6.	Исполнительный элемент		
	C.1.	Барабан	8
	C.2.	Канатоведущий шкив	4
	C.3.	Приводная звездочка	3

Принятый упрощенный вид функции приспособленности, основанный на сумме экспертных оценок вариантов решений признаков, обоснован необходимостью отработки на данной стадии общих особенностей реализации генетического алгоритма. Можно

предположить, что вид функции приспособленности естественным образом является отдельной темой исследований, подразумевая в идеальном случае уход от экспертных оценок с одной стороны [3], с параллельной реализацией их нелинейного вида – с другой.



В рассматриваемом примере очевидно (на основе анализа экспертных оценок, представленных в табл. 2), что наилучшим решением будет хромосома вида (С.8., С.2., С.1., С.1., С.2., С.1.) со значением функции приспособленности 49 (электропривод с автоматическим односкоростным плавным регулированием, электродвигателем переменного тока с короткозамкнутым ротором, компенсирующей муфтой, цилиндрическим редуктором, совмещением опоры исполнительного элемента с валом редуктора, барабаном). При исследовании особенностей реализации генетического алгоритма данное значение функции приспособленности примем в качестве эталонного в случае поиска необходимого числа итераций для его достижения.

Приведем пример построения исходной популяции. Исходные пять хромосом, полученные сопоставлением случайно выбранных единичных решений из каждого признака, и значения их функций приспособленности:

- 1) (С.1., С.1., С.3., С.2., С.1., С.1.) = 30;
- 2) (С.4., С.4., С.4., С.3., С.3.) = 29;
- 3) (С.2., С.2., С.2., С.2., С.2., С.2.) = 0;
- 4) (С.7., С.3., С.3., С.3., С.3., С.1.) = 33;
- 5) (С.8., С.5., С.6., С.5., С.1., С.1.) = 0.

Нулевые значения функций приспособленности хромосом 3 и 5 являются следствием несовместимости решений признаков систем управления и типов двигателей.

Создание хромосом-потомков реализуем посредством обмена первой и второй хромосомами решениями признаков В.4., В.5., В.6., а также обмена третьей и пятой хромосомами решениями признаков В.2., В.5., В.6. Тогда популяция хромосом-потомков будет выглядеть следующим образом:

- 1) (С.1., С.1., С.3., С.4., С.3., С.3.);
- 2) (С.4., С.4., С.4., С.2., С.1., С.1.);
- 3) (С.2., С.5., С.2., С.2., С.1., С.1.);
- 4) (С.7., С.3., С.3., С.3., С.3., С.1.);
- 5) (С.8., С.2., С.6., С.5., С.2., С.2.).

На данном этапе до проведения мутаций оценка функции приспособленности хромосом не проводится. В соответствии с установленной последовательностью реализации генетического алгоритма внесем в популяцию хромосом-потомков по одной мутации одного случайно выбранного гена. Допус-

тим, что мутации подвергся шестой ген каждой хромосомы, кроме четвертой (имевшей лучшее значение функции приспособленности на предыдущем этапе). Тогда популяция хромосом-потомков с мутировавшим геном и соответствующими значениями функций приспособленности будет выглядеть следующим образом:

- 1) (С.1., С.1., С.3., С.4., С.3., С.1.) = 32;
- 2) (С.4., С.4., С.4., С.2., С.1., С.3.) = 27;
- 3) (С.2., С.5., С.2., С.2., С.1., С.3.) = 0;
- 4) (С.7., С.3., С.3., С.3., С.3., С.1.) = 33;
- 5) (С.8., С.2., С.6., С.5., С.2., С.1.) = 35.

Лучшее значение функции приспособленности после первой итерации – 35, соответствует хромосоме 5.

Последующие итерации повторяются в соответствии с приведенным примером.

Отдельный интерес при осуществлении генетического алгоритма представляет собой необходимое количество итераций до достижения эталонного значения функции приспособленности. В идеальном случае – в такой проектной ситуации, в которой эталонного значения функции приспособленности не существует (сложный вид функции в комплексе с переменной интегральной оценкой, выставляемой не отдельным признакам, как в настоящем примере, а сочетаниям признаков), генетический алгоритм находится в условиях неопределенности, и единственным критерием его остановки может служить установленное на основе каких-либо исследований число его итераций. Поэтому, в первом приближении, в качестве метода для определения необходимого количества итераций генетического алгоритма может служить его исследование при работе с функцией приспособленности, имеющей однозначно установленное эталонное значение.

С этой целью реализуем описанный выше пример генетического алгоритма в среде Excel с использованием языка программирования VBA (Visual Basic). В процессе реализации будем менять число итераций от 5 до 1280 в геометрической прогрессии с коэффициентом прогрессии 2 (рис. 1). Количество реализаций генетического алгоритма для каждого числа итераций примем равным 10 (рис. 1).



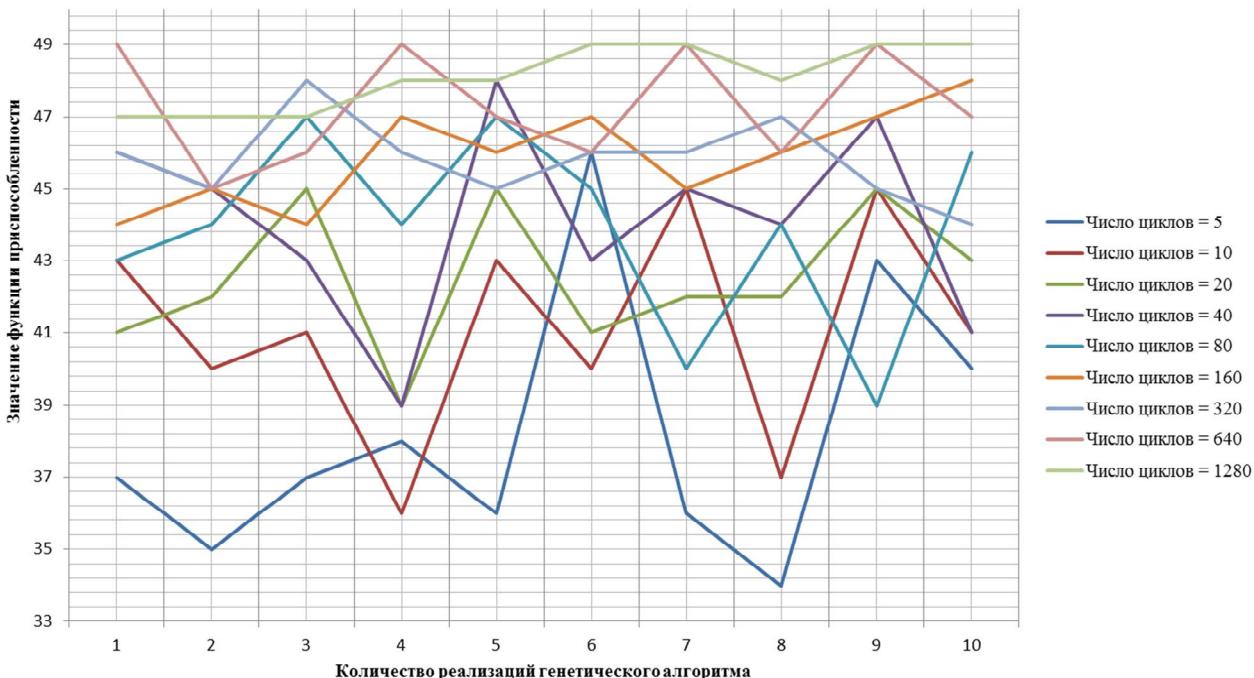


Рис. 1. Результаты реализации генетического алгоритма с различным числом итераций (по десять попыток на каждую итерацию)

4. Анализ результатов

Анализируя результаты реализации генетического алгоритма с различным числом итераций (рис. 1) можно сделать следующие выводы:

1. Установлено, что наилучший результат получен при реализации наибольшего числа итераций (в исследовании – 1280). При реализации 640 итераций максимальный результат аналогичен 1280-ти итерациям (в четырех из десяти попыток достигается эталонное значение функции приспособленности 49), однако среднее значение функции приспособленности на десять попыток составляет: для 640 циклов – 47,3, для 1280 циклов – 48,1. Этапонное значение функции приспособленности достигается только при 640 и 1280 итерациях.

2. При уменьшении количества итераций среднее значение функции приспособленности на десять попыток снижается при наличии возможных всплесков качественных решений.

3. Применение числа итераций от 5 до 80 демонстрирует среднее значение функции приспособленности менее 45 баллов (размах составляет 5,9 балла). Применение числа

итераций от 160 до 640 демонстрирует среднее значение функции приспособленности менее 47,3 баллов (размах составляет 1,4 балла).

На основе приведенных данных можно установить ориентировочные значения числа итераций генетического алгоритма в зависимости от ожидаемой точности результата:

- от 1 до 100 итераций – в среднем результат не стабилен, получение приемлемого качественного результата возможно (случайное решение), эталонное значение практически недостижимо;
- от 101 до 500 итераций – в среднем результат более стабилен, получение приемлемого качественного результата возможно (скорее закономерное, чем случайное решение), эталонное значение практически недостижимо (возможно единичное достижение);

- от 501 до 1000 итераций – в среднем результат стабилен, получение приемлемого качественного результата весьма вероятно (закономерное решение), эталонное значение практически достижимо с малой частотой;

- более 1000 итераций – в среднем результат стабилен, получение приемлемого качественного результата фактически гаран-

тировано, эталонное значение практически достижимо с приемлемой частотой.

Предложенная градация количества итераций требует изучения и дополнительного подтверждения при применении, как указано выше, сложных видов функций приспособленности в комплексе с переменной интегральной оценкой, выставляемой не отдельным признакам, а сочетаниям признаков. Однако уже на данном этапе качественное описание в рамках предложенной градации может служить отправной точкой при назначении количества итераций генетического алгоритма при его применении к решению вопросов компоновки не только приводов, но и подъемно-транспортных машин в целом.

5. Заключение

Предложенное в настоящей статье математическое решение процедуры формализации построения схем приводов механизма

подъема и поиска наилучшей из них на основе одного из концептуальных решений при построении моделей искусственного интеллекта – метода создания новых решений в виде генетического алгоритма является перспективным направлением исследований. Как показано выше, особое внимание следует уделить поиску наилучших вариантов описания функции приспособленности, особенно в условиях проектной неопределенности на начальных стадиях процесса проектирования.

Стоит также отметить, что корректная реализация генетического алгоритма может послужить базисом для создания специализированных систем автоматизированного проектирования следующего поколения – с нейросетевой архитектурой, предназначенных, в том числе, для поиска и принятия компоновочных решений в условиях неопределенности.

Список литературы

1. Гончаров К.А. Определение рационального варианта системы приводов ленточного конвейера ЛСТ-1600 // Вестник Брянского государственного технического университета, 2011. №4(32). С. 33 – 38.
2. Гончаров К.А. Обоснование методики выбора рациональных вариантов систем приводов ленточных конвейеров на основе метода анализа иерархий // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2016. №2. С. 66 – 70.
3. Гончаров К.А. Модификация метода анализа иерархий на основе устранения субъективности экспертных оценок на примере выбора рационального варианта системы приводов ленточного конвейера // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2024. №3. С. 170–178. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-170-178.
4. ГОСТ 34443 – 2018. Мобильные подъемники с рабочими платформами. Расчеты конструкции, требования безопасности, методы испытаний. Введ. 2019–07–01.

References

1. Goncharov K.A. Opredelenie ratsional'nogo varianta sistemy privodov lentochnogo konveyera LST-1600. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tehnicheskogo universiteta*, 2011, No.4(32), pp. 33 – 38. (In Russian)
2. Goncharov K.A. Substantiation of selection method of preferred alternative of belt conveyor drive systems on the basis of the analytic hierarchy process. *Nauchno-tehnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.2, pp. 66-70. (In Russian)
3. Goncharov K.A. Modification of the method of hierarchy analysis based on the elimination of the subjectivity of expert assessments using the example of choosing a rational option for a belt conveyor drive system. *Nauchno-tehnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2024, No.3, pp. 170-178. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-170-178 (In Russian)
4. GOST 34448–2018. Mobile elevating work platforms – Design, calculations, safety requirements and test methods. 2019–07–01, Standartinform, 2018. 80 p. (In Russian)



М.: СТАНДАРТИНФОРМ, 2018. 80 с.

5. Гончаров К.А. Тяговый расчет много-приводных ленточных конвейеров. Курск: ЗАО "Университетская книга", 2021. 271 с.

6. Денисов И.А., Гончаров К.А. Проектирование металлоконструкций грузовых тележек мостовых кранов на основе универсальных компоновочных схем. Курск: ЗАО "Университетская книга", 2022. 185 с.

7. Гончаров К.А., Толкачев Е.Н. Основы расчета и конструирования грузоподъемных машин. Курск: ЗАО "Университетская книга", 2019. 195 с.

8. Грузоподъемные машины: Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» /М.П. Александров, Л.Н. Колобов, Н.А. Лобов и др. М.: Машиностроение, 1986. 400 с.

9. ГОСТ Р 71476–2024. Искусственный интеллект. Концепции и терминология искусственного интеллекта. Введ. 2025–01–01. М.: Российский институт стандартизации, 2024. 54 с.

5. Goncharov K.A. *Tyagovyj raschet mnogoprivodnyh lentochnyh konveyerov* [Traction calculation of multi-drive belt conveyor]. Kursk, ZAO Universitetskaya kniga, 2021. 271 p. (In Russian)

6. Denisov I.A. *Proektirovaniye metallokonstrukciy gruzovykh telezhek mostovykh kranov na osnove universalnykh komponovochnykh skhem* [Design of metal structures for overhead crane trolleys based on universal layout schemes]. Kursk, ZAO Universitetskaya kniga, 2022. 185 p. (In Russian)

7. Goncharov K.A. *Osnovy rascheta i konstruirovaniya gruzopodemnykh mashin* [Fundamentals of calculation and design of load lifting machines]. Kursk, ZAO Universitet-skaya kniga, 2019. 195 p. (In Russian)

8. Aleksandrov M.P., Kolobov L.N., Lobov N.A. *Gruzopodemnye mashiny* [Load lifting machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1986. 400 p. (In Russian)

9. GOST R 71476–2024. Artificial intelligence – Artificial intelligence concepts and terminology. 2025–01–01, Russian Institute of Standardization, 2024. 54 p. (In Russian)

УДК (УДК) 621.877.3

**СТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВИБРОЗАЩИТНОГО МЕХАНИЗМА СИДЕНЬЯ
ЧЕЛОВЕКА-ОПЕРАТОРА НАЗЕМНОЙ МАШИНЫ****STATIC ANALYSIS OF THE VIBRATION PROTECTION MECHANISM OF
THE HUMAN OPERATOR SEAT OF A GROUND MACHINE**

Корытов М.С., Кашапова И.Е., Щербаков В.С.
Korytov M.S., Kashapova I.E., Sherbakov V.S.

Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Наземные транспортно-технологические машины совершенствуются, что приводит к увеличению их мощности, скорости, вибраций и ударов. Вибрации негативно влияют на техническое состояние машины, здоровье и работоспособность оператора. Снижается производительность работ. Актуальной остается проблема виброзащиты операторов. Основные способы виброзащиты включают использование виброзащитных опор кабин и виброзащитных подвесок сиденья оператора в кабине. Перспективным является использование пассивных виброзащитных систем сидений с эффектом квазинулевой жесткости и нелинейной силовой характеристикой. Подстройка сиденья под переменный вес оператора важна для обеспечения эффекта квазинулевой жесткости. Для предложенной конструкции виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма приведена расчетная схема. На основе расчетной схемы выведены аналитические зависимости коэффициента пропорциональности между массой человека-оператора и величиной силы растяжения пружины и натяжения троса, а также силы растяжения пружины и натяжения троса от величины подъема или опускания сиденья. Выводимые аналитические выражения включали в себя геометрические размеры виброзащитного механизма, включая длину пружины растяжения, коэффициент жесткости пружины, массу сиденья с оператором. Приведены графики зависимостей коэффициента пропорциональности массы сиденья с оператором и силы растяжения пружины, от геометрических размеров при различных значениях коэффициента жесткости пружины, и различной габаритной горизонтальной ширине механизма. Приведены графики зависимостей силы растяжения пружины механизма от высоты подъема сиденья при различных значениях массы сиденья, изменяемой в широком диапазоне. Графики силы растяжения пружины приведены для двух вариантов размеров механизма, отличающихся двухкратным масштабированием с сохранением пропорций. Установлено, что увеличение геометрических размеров механизма предпочтительно для минимизации диапазона изменения силы растяжения пружины и уменьшения кривизны ха-

Abstract. Ground transport and technological machines are being improved, which leads to an increase in their power, speed, vibrations and impacts. Vibrations have a negative effect on the technical condition of the machine, health and performance of the operator. Work productivity decreases. The problem of vibration protection of operators remains relevant. The main methods of vibration protection include the use of vibration-proof cabin mounts and vibration-proof suspensions of the operator's seat in the cabin. The use of passive vibration-proof seat systems with a quasi-zero rigidity effect and a nonlinear force characteristic is promising. Adjusting the seat to the variable weight of the operator is important to ensure the effect of quasi-zero rigidity. For the proposed design of the vibration-proof seat system based on the parallelogram mechanism, a calculation scheme is given. Based on the calculation scheme, analytical dependencies are derived for the proportionality coefficient between the mass of the human operator and the magnitude of the spring tensile force and cable tension, as well as the spring tensile force and cable tension on the amount of seat lifting or lowering. The derived analytical expressions included the geometric dimensions of the vibration protection mechanism, including the length of the extension spring, the spring stiffness coefficient, and the mass of the seat with the operator. The graphs of the proportionality coefficient of the mass of the seat with the operator and the spring extension force on the geometric size are given for different values of the spring stiffness coefficient and different overall horizontal lengths of the mechanism. The graphs of the dependences of the mechanism spring extension force on the seat lift height are given for different values of the mass of the seat with the operator, changing in a wide range. The graphs of the spring extension force dependencies are given for two variants of the mechanism dimensions, differing in a double scaling with the preservation of proportions. It was found that an increase in the geometric dimensions of the mechanism is preferable for minimizing the range of variation of the spring extension force and reducing the curvature of the characteristics. The derived analytical dependencies open up the possibility of studying and optimizing the interrelated power and geometric parameters of the vibration protection mechanism of the seat, taking into



рактеристик. Выявленные аналитические зависимости открывают возможность исследования и оптимизации взаимосвязанных силовых и геометрических параметров виброзащитного механизма сиденья с учетом заданных ограничений.

Ключевые слова: виброзащитная подвеска сиденья, вибрация, квазинулевая жесткость, пружина.

Дата получения статьи: 13.08.2025

Дата принятия к публикации: 22.09.2025

Дата публикации: 25.12.2025

Сведения об авторах:

Корытов Михаил Сергеевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,
e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Кашапова Ирина Евгеньевна – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение», Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,
e-mail: kashapova_ie@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0631-564X

Щербаков Виталий Сергеевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение», Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,
e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

1. Введение

На сегодняшний день наземные транспортно-технологические средства, в частности, специализированные машины для строительства и дорожного ремонта продолжают развиваться в направлении повышения мощности, эффективности работы и скорости движения. Это приводит к возрастанию таких производственных факторов, как вибрации в узлах машины и внешние удары [1- 3].

Причиной возникновения такого рода факторов является взаимодействие ходового оборудования и рабочих органов машин с микрорельефом опорной поверхности и обрабатываемой средой [4].

account the specified restrictions.

Keywords: vibration-protective seat suspension, vibration, quasi-zero stiffness, spring.

Date of manuscript reception: 13.08.2025

Date of acceptance for publication: 22.09.2025

Date of publication: 25.12.2025

Authors' information:

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

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Irina E. Kashapova – Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of Department of Automation and power engineering at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI),
e-mail: kashapova_ie@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0631-564X

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

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Длительное влияние вибраций негативно сказывается как на самой машине, так и на здоровье операторов. На практике довольно часто встречаются случаи профессиональных заболеваний операторов наземных машин, вызванные воздействием общей вибрации на организм человека [5].

В связи с этим актуальной остается проблема виброзащиты операторов наземных машин. Основными способами виброзащиты операторов являются использование виброзащитных кабин и виброзащитных подвесок сидений операторов, которые взаимодополняют друг друга и совместно снижают вибрационные нагрузки [6].



Перспективным направлением в области виброзащиты операторов является применение пассивных виброзащитных систем сидений с нелинейной статической силовой характеристикой, имеющей участок квазинулевой жесткости. Такие системы позволяют эффективно гасить вибрации в широком диапазоне частот, обеспечивая комфорт и защиту оператора [7]. Особенностью работы данной системы является то, что сила, действующая на сиденье оператора со стороны виброзащитного механизма, на участке квазинулевой жесткости сохраняет постоянное или близко к постоянному значение [8].

При разработке виброзащитной системы сиденья оператора необходимо рассмотреть такой аспект, как подстройку положения сиденья под переменный вес оператора.

Подстройка положения сиденья с учетом массы оператора позволяет устраниć «дрейф» положения сиденья в зоне квазинулевой жесткости, что повышает стабильность и комфорт во время работы. Такая регулировка достигается за счет изменения силы, создаваемой пружиной растяжения, в виброзащитной системе сиденья, это обеспечивает адаптацию к переменной массе опе-

ратора и снижает вибрационные нагрузки, предотвращая дискомфорт и усталость оператора [9].

Таким образом, подстройка положения сиденья под требуемую массу человека-оператора является важной и актуальной задачей для обеспечения комфорта, безопасности и эффективности труда, а также для снижения вредного воздействия вибраций и поддержания здоровья оператора в процессе работы.

2. Постановка задачи

На рис. 1 представлена расчетная схема параллелограммного виброзащитного механизма, которой поставлена в соответствии локальная система координат OXY , жестко связанная с кабиной машины [10]. Приняты обозначения: m – сосредоточенная масса сиденья с оператором, кг; F_g – вертикальная подъемная сила виброзащитного механизма сиденья, которая должна уравновешивать силу тяжести, созданную массой сиденья с оператором, Н; L – длина рычага, м; x, y, z – стороны треугольника 0-1-2, образованного

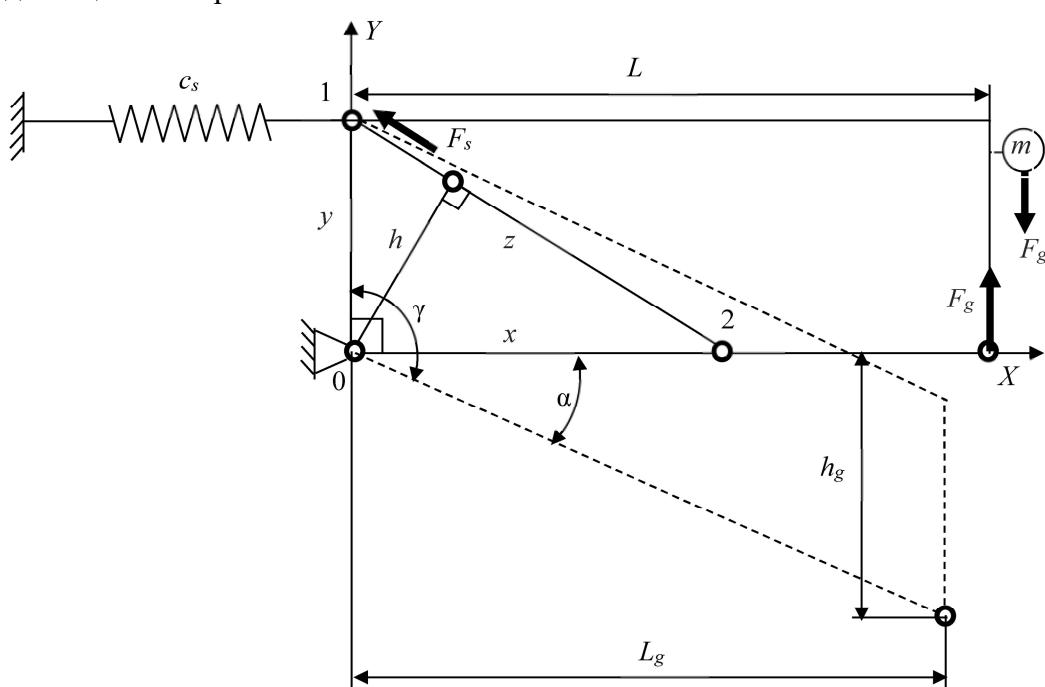


Рис. 1. Расчетная схема исследуемой виброзащитной системы сиденья (а) и пример ее кусочно-линейной двухсегментной статической силовой характеристики (б)

тросом, частью рычага и стойкой, в роли которой, в данном случае, выступают точки, жестко связанные с кабиной оператора, m ; h – высота треугольника, проведенная из вершины 0 к его стороне 1-2, образованной тросом, m ; F_s – сила растяжения пружины и наружного троса, N ; c_s – жесткость пружины, N/m ; h_g – высота подъема или опускания правой точки механизма, m ; γ – угол поворота рычага относительно стойки, град; $\pm\alpha$ – угол поворота рычага относительно оси OX , град.

Имеют место соотношения:

$$\gamma = 90^\circ - (\pm\alpha);$$

$$\text{sign}(\alpha) = \begin{cases} 1, & \text{если } \alpha > 0, h_g > 0; \\ 0, & \text{если } \alpha = 0, h_g = 0; \\ -1, & \text{если } \alpha < 0, h_g < 0. \end{cases} \quad (1)$$

Требуется вывести аналитическую зависимость $k(x)$ где k – коэффициент пропорциональности между массой человека-оператора и величиной силы растяжения пружины, отражающую взаимосвязь силовых и геометрических параметров механизма. Также требуется вывести аналитическую зависимость силы растяжения пружины $F_s(h_g)$.

3. Вывод аналитических зависимостей

Особенность вывода формулы, связывающей силовые и геометрические параметры механизма, заключается в следующем: при вычислении моментов сил и при вычислении площади треугольника, используется общий параметр h . Это позволяет вывести зависимость, устанавливающую связь силовых и геометрических параметров механизма.

В случае, если $\alpha \neq 0$, $\gamma \neq 90^\circ$, площадь треугольника 0-1-2 будет определяться выражением

$$S = \frac{x \cdot y \cdot \sin \gamma}{2}. \quad (2)$$

Площадь рассматриваемого треугольника 0-1-2 может быть определена по двум выражениям.

Как произведение длины высоты h , проведенной из вершины 0 к стороне 1-2, на длину этой стороны:

$$S = \frac{h \cdot z}{2}. \quad (3)$$

Формула (3) справедлива при любой форме треугольника 0-1-2.

Сторона z треугольника 0-1-2 в общем случае при $\alpha \neq 0$, $\gamma \neq 90^\circ$ может быть выражена через стороны x и y и угол γ между ними по теореме косинусов:

$$z = \sqrt{x^2 + y^2 - 2 \cdot x \cdot y \cdot \cos \gamma}. \quad (4)$$

Из (2) и (3) с учетом (4) высота h будет определяться выражением

$$h = \frac{x \cdot y \cdot \sin \gamma}{\sqrt{x^2 + y^2 - 2 \cdot x \cdot y \cdot \cos \gamma}}. \quad (5)$$

Выражение момента сил, создаваемого подъемной силой виброзащитного механизма при $\alpha \neq 0$, $\gamma \neq 90^\circ$ имеет вид:

$$M_g = F_g \cdot L_g = F_g \cdot L \cdot \cos \alpha. \quad (6)$$

Момент сил, создаваемый пружиной, равен

$$M_s = F_s \cdot h. \quad (7)$$

Учитывая равенство моментов сил $M_g = M_s$, из (6) и (7) выражение высоты h примет вид

$$h = \frac{F_g}{F_s} \cdot L \cdot \sin \gamma. \quad (8)$$

Приравняв (5) и (8), получим

$$\frac{F_g}{F_s} = \frac{x \cdot y \cdot \sin \gamma}{L \cdot \cos \alpha \cdot \sqrt{x^2 + y^2 - 2 \cdot x \cdot y \cdot \cos \gamma}}. \quad (9)$$

Учитывая, что $\cos \gamma = \frac{h_g}{L}$ выражение (9) принимает вид:

$$\frac{F_g}{F_s} = \frac{x \cdot y}{L \cdot \sqrt{x^2 + y^2 - \frac{2 \cdot x \cdot y \cdot h_g}{L}}}. \quad (10)$$

Для среднего положения механизма, при $\alpha = 0^\circ$, $\gamma = 90^\circ$, $h_g = 0$ выражения (9) и (10) примут вид:

$$\frac{F_g}{F_s} = \frac{x \cdot y}{L \cdot \sqrt{x^2 + y^2}}. \quad (11)$$

В среднем положении механизма ($\alpha = 0^\circ$, $h_g = 0$) пружина растянута и уравновешивает силу веса сиденья с оператором

$$F_g = m \cdot g \quad (12)$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.



Из (11) видно, что

$$F_s = F_g \cdot \frac{L \cdot \sqrt{x^2 + y^2}}{x \cdot y}; \quad (13)$$

$$F_s = c_s \cdot L_s, \quad (14)$$

где c_s – коэффициент жесткости пружины, Н/м; L_s – величина растяжения пружины, м.

Из (13) и (14) видно, что в среднем положении механизма величина растяжения пружины

$$L_s = F_g \cdot \frac{L \cdot \sqrt{x^2 + y^2}}{c_s \cdot x \cdot y} = m \cdot \frac{g \cdot L \cdot \sqrt{x^2 + y^2}}{c_s \cdot x \cdot y}. \quad (15)$$

Для сохранения среднего положения сиденья оператора при изменении массы m необходимо корректировать растяжение пружины [10].

При фиксированных значениях конструктивных параметров сиденья и пружины, величина растяжения пружины прямо пропорциональна массе сиденья с оператором

$$L_s = k \cdot m, \quad (16)$$

где

$$k = \frac{g \cdot L \cdot \sqrt{x^2 + y^2}}{c_s \cdot x \cdot y}. \quad (17)$$

Из (17) видно, что k зависит от конструктивных параметров сиденья, в частности, от величины x . То есть, изменяя расстояние x можно обеспечивать среднее положение сиденья при изменении массы оператора за счет регулировки положения точки 2 на

нижней стороне параллелограммного механизма.

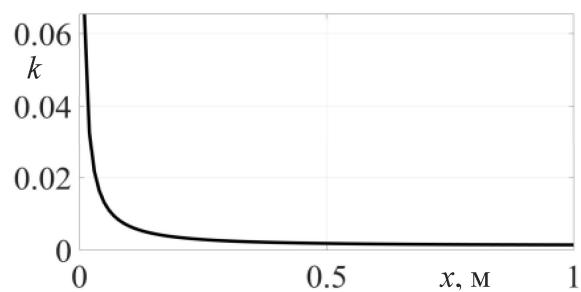


Рис. 2. Пример функциональной зависимости $k(x)$

В качестве примера приведена функциональная зависимость рис. 2, отражающая взаимосвязь силовых и геометрических параметры механизма. Часть параметров принимала фиксированные значения: $L=1$ м, $y=0,5$ м, $c_s=15000$ Н/м, а параметр x варьировался от 0 до 1 м с шагом 0,01 м.

На рис. 3, а приведено несколько кривых $k(x)$, полученных для различных значений коэффициента жесткости пружины c_s . Значения коэффициента жесткости пружины c_s менялись от 5000 Н/м до 25000 Н/м с шагом 5000 Н/м. Параметр x также варьировался от 0 до 1 м с шагом 0,01 м, прочие параметры принимали те же значения, что указаны выше.

На рис. 3, б приведен график поверхности $k(x, c_s)$, соответствующий кривым рис. 3, а.

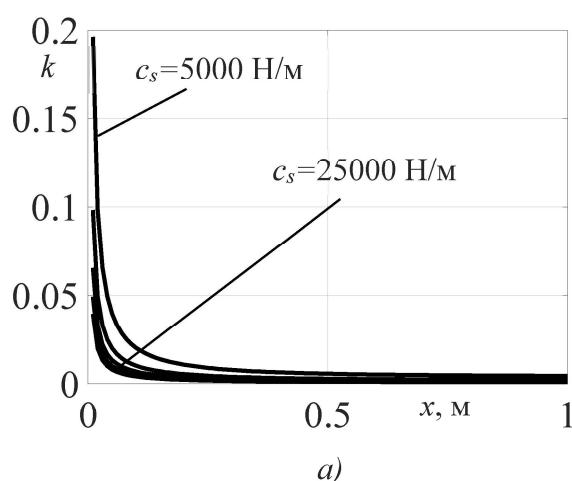
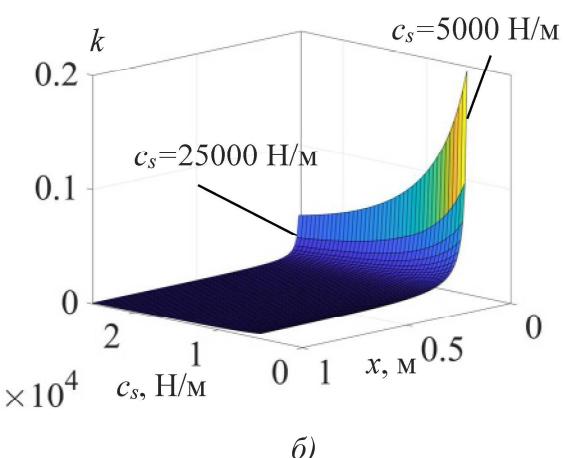


Рис. 3. Функциональные зависимости $k(x)$ при различных значениях коэффициента жесткости пружины c_s (а) и соответствующий им график поверхности $k(x, c_s)$ (б)



Также по формуле (17), при изменении величины x , для различных значений геометрического параметра L и при фиксированных

значениях параметров c_s и y , были получены функциональные зависимости $k(x)$, которые приведены на рис. 4, а.

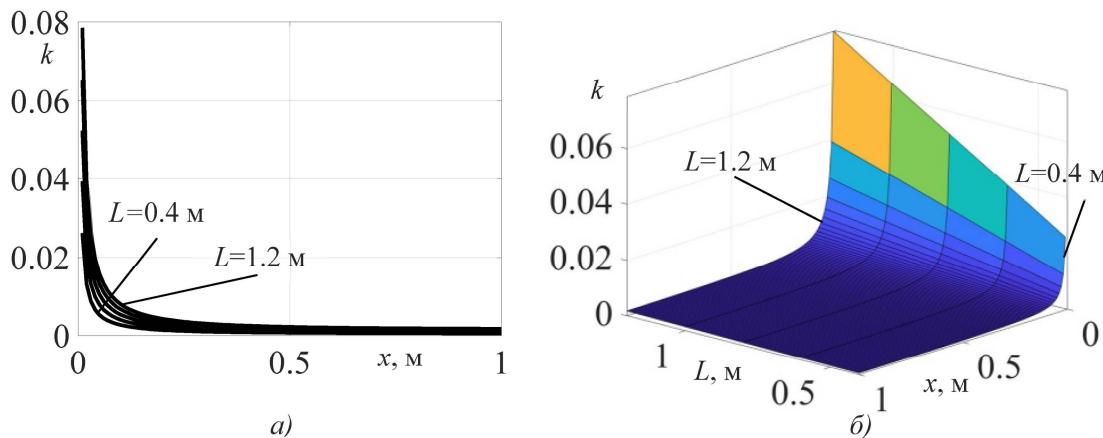


Рис. 4. Функциональные зависимости $k(x)$ при различных значениях геометрического параметра механизма L (а) и соответствующий им график поверхности $k(x, L)$ (б)

Параметр c_s принимал фиксированное значение $c_s=15000$ Н/м, параметр $y=0.5$ м. Варьируемый параметр L принимал значения в диапазоне от 0.4 до 1.2 м, изменяясь с шагом 0.2 м.

На рис. 4, б приведен график поверхности, соответствующий кривым рис 3, а.

Для построения графика зависимости силы растяжения пружины и натяжения троса от высоты подъема сиденья $F_s=f(h_g)$, из формулы (10) может быть получено аналитическое выражение F_s , которое в общем случае будет иметь следующий вид:

$$F_s = \frac{L \cdot F_g \cdot \sqrt{x^2 + y^2 - \frac{2 \cdot x \cdot y \cdot h_g}{L}}}{x \cdot y}. \quad (18)$$

Использование выражения (18) позволило получить графики функциональных зависимостей силы растяжения пружины и натяжения троса F_s от высоты подъема сиденья, приведенные на рис. 5.

Масса сиденья с оператором при этом варьировалась в широких пределах от 80 до 200 кг с шагом в 10 кг. Параметр c_s принимал фиксированное значение $c_s=15000$ Н/м.

Геометрические параметры для графиков на рис. 5, а принимали фиксированные значения: $x=0.5$ м, $y=0.5$ м, $L=1$ м. На рис. 5, б геометрические параметры принимали значения: $x=0.25$ м, $y=0.25$ м, $L=0.5$ м, что соответствует уменьшенному в 2 раза механизму с сохранением пропорций между геометрическими размерами x , y и L . Также были исследованы два других соотношения размеров $x=y$ при постоянном значении $L=1$ м. На рис. 5, в геометрические параметры принимали значения: $x=0.25$ м, $y=0.25$ м, $L=1$ м, а на рис. 5, г – $x=0.75$ м, $y=0.75$ м, $L=1$ м.

На рис. 6 для всех четырех рассмотренных соотношений x , y , L приведены графические зависимости силы растяжения пружины и натяжения троса F_s в среднем положении механизма при $h_g=0$ м (см. рис. 6, а) и диапазона изменения силы F_s (см. рис. 6, б) от массы m сиденья с оператором.

4. Заключение

Выведена аналитическая зависимость коэффициента пропорциональности между массой человека-оператора и величиной силы растяжения пружины, отражающая взаимосвязь силовых и геометрических параметров механизма.

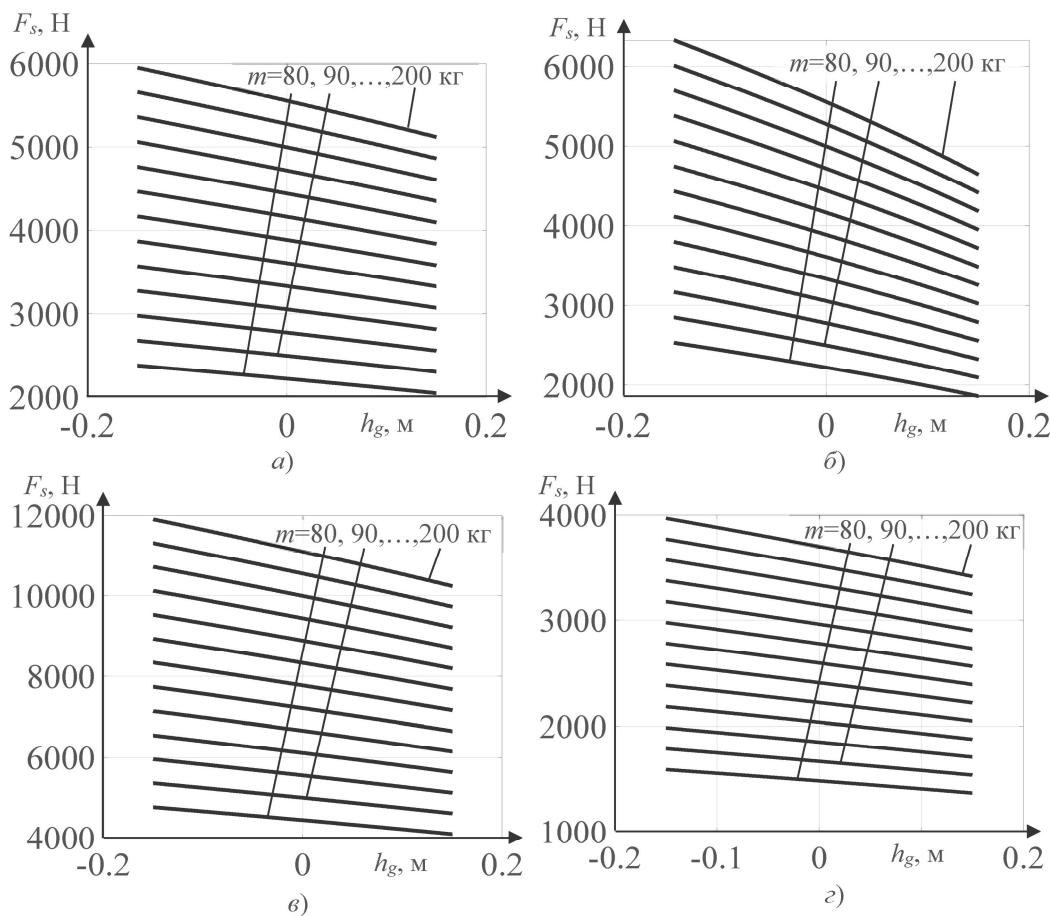


Рис. 5. Зависимости силы растяжения пружины и натяжения троса F_s от высоты подъема/опускания сиденья h_g при различных значениях массы m сиденья с оператором: а) при $x=0.5$ м, $y=0.5$ м, $L=1$ м; б) при $x=0.25$ м, $y=0.25$ м, $L=0.5$ м; в) при $x=0.25$ м, $y=0.25$ м, $L=1$ м; г) при $x=0.75$ м, $y=0.75$ м, $L=1$ м

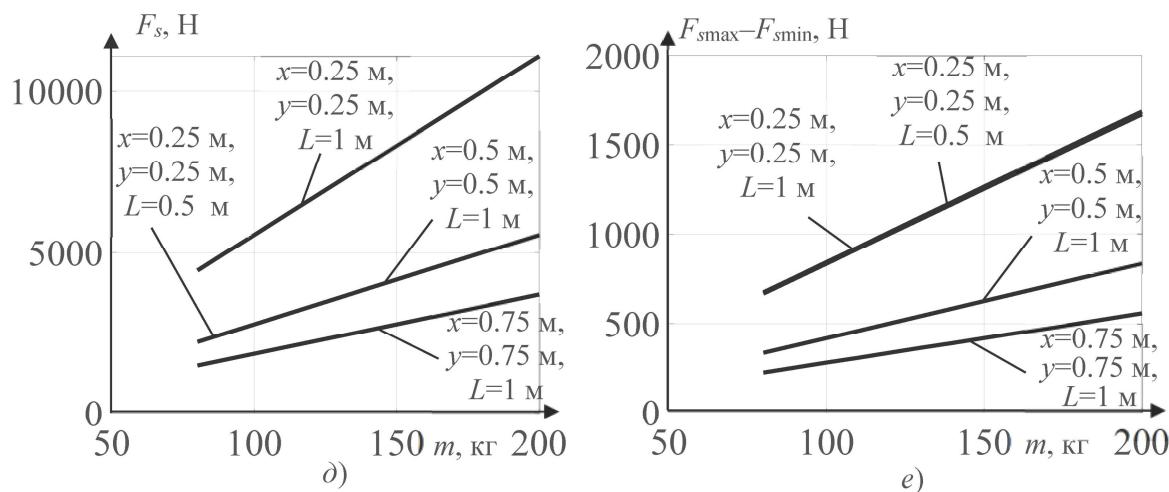


Рис. 6. Зависимости силы растяжения пружины и натяжения троса F_s и ее диапазона изменения от массы m сиденья с оператором при различных сочетаниях x, y, L : а) $F_s(m)$ в среднем положении механизма $h_g=0$ м; б) зависимости диапазона изменения F_s

Из рис. 2 видно, что функциональная зависимость $k=f(x)$ имеет гиперболическую форму, при этом значение k изменяется более чем в 10 раз, т.е. на порядок. Это позволяет сделать вывод о том, что можно использовать k или x как регулировочный параметр при подстройке положения сиденья под переменную массу человека-оператора.

Наиболее интенсивно влияние x проявляется при $x < 0.2L$. При $x > 0.25L$ коэффициент k стабилизируется.

Анализ рис. 3 показывает, что увеличение жесткости пружины растяжения снижает значения коэффициента k во всем диапазоне изменения аргумента x . При увеличении значения L значения коэффициента k возрастают во всем диапазоне изменения аргумента x (см. рис. 4).

Также выведена аналитическая зависимость силы растяжения пружины от массы сиденья с оператором. В заданных диапазонах изменения параметров, форма статических характеристик силы растяжения пружины $F_s(h_g)$ близка к линейной.

Список литературы

1. Tong Z., Miao J., Li Y. Development of electric construction machinery in China: a review of key technologies and future directions // Journal of Zhejiang University-SCIENCE A. 2021. Vol. 22. P. 245–264. DOI: 10.1631/jzus.A2100006
2. Lagunova Y.A., Komissarov A.P., Lukashu O.A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. Vol. 327. No. 5. P. 052024. DOI: 10.1088/1757-899X/327/5/052024
3. Tianyu L., Zhigui R., Xiaoping P., Dingjun C., et al. Dynamic digging force modeling and comparative analysis of backhoe hydraulic excavators // Measurement Science and Technology. 2024. Vol. 35. No. 3. P. 035025. DOI: 10.1088/1361-6501/ad1814
4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace // Journal of Physics: Conference Series.

Из рис. 5, 6 видно, что при уменьшении геометрических размеров механизма, возрастает наклон, диапазон изменения и кривизна статических характеристик $F_s(h_g)$, в то время как значения силы растяжения пружины в средней точке характеристики остаются неизменными. В то же время, диапазон изменения F_s зависит от величины размеров x и y , и почти не зависит от значения L . При увеличении размеров $x=y$ происходит уменьшение диапазона F_s . Это позволяет сделать вывод о том, что увеличение геометрических размеров механизма в пределах заданных ограничений является предпочтительным с позиции минимизации диапазона изменения силы растяжения пружины.

Выведенные аналитические зависимости открывают возможность исследования и оптимизации, с учетом заданных ограничений, силовых и геометрических параметров разработанного виброзащитного механизма сиденья.

References

1. Tong Z., Miao J., Li Y. Development of electric construction machinery in China: a review of key technologies and future directions. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 2021, Vol. 22, pp. 245–264. DOI:10.1631/jzus.A2100006
2. Lagunova Y. A., Komissarov A. P., Lukashu O. A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, Vol. 327, No. 5, pp. 052024. DOI: 10.1088/1757-899X/327/5/052024
3. Tianyu L., Zhigui R., Xiaoping P., Dingjun C. Dynamic digging force modeling and comparative analysis of backhoe hydraulic excavators. *Measurement Science and Technology*, 2024, Vol. 35, No. 3, pp. 035025. DOI: 10.1088/1361-6501/ad1814
4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020,



2020. Vol. 1441. P. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097
5. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand K., Netai C.K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a comparative assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators // International journal of occupational safety and ergonomics. 2020. P. 1-10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154
6. Han G., Kim K.D., Ahn D.V. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration // Journal of Biosystems Engineering. 2023. Vol. 48. P. 69–78. DOI: 10.1007/s42853-022-00165-7
7. Liu Y., Xu L., Song C. Dynamic characteristics of a quasi-zero stiffness vibration isolator with nonlinear stiffness and damping // Archive of applied mechanics. 2019. Vol. 89. No. 9. P. 1743-1759. DOI: 10.1007/s00419-019-01541-0
8. Li M., Cheng W., Xie R. A quasi-zero stiffness vibration isolator using a cam mechanism with user-defined profile // International journal of mechanical sciences. 2021. Vol. 189. P. 105938. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2020.105938
9. Корытов М.С. Моделирование вертикальных колебаний сиденья оператора с заданной силовой характеристикой // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2025. № 1. С. 75-84. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-075-084
10. Способ и устройство формирования заданной формы квазинулевой статической характеристики виброзащитного механизма сиденья оператора / И.Е. Карапапова, В.С. Щербаков, М.С. Корытов. - Патент РФ на изобретение № 2779919. Заявл. 25.01.2022, № 2022101550. Опубл. 15.09.2022. Бюл. № 26
- ‡ Vol. 1441, pp. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097
- ‡ 5. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand K., Netai C.K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a comparative assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators. *International journal of occupational safety and ergonomics*, 2020, pp. 1–10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154
- ‡ 6. Han G., Kim K.D., Ahn D.V., et al. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration. *Journal of Biosystems Engineering*, 2023, Vol. 48, pp. 69–78. DOI: 10.1007/s42853-022-00165-7
- ‡ 7. Liu Y., Xu L., Song C. et al. Dynamic characteristics of a quasi-zero stiffness vibration isolator with nonlinear stiffness and damping. *Archive of applied mechanics*, 2019, Vol. 89, No. 9, pp. 1743–1759. DOI: 10.1007/s00419-019-01541-0
- ‡ 8. Li M., Cheng W., Xie R. A quasi-zero stiffness vibration isolator using a cam mechanism with user-defined profile. *International journal of mechanical sciences*, 2021, Vol. 189, pp. 105938. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2020.105938
- ‡ 9. Korytov M.S. Modelirovaniye vertikal-jnihkh kolebaniy sidenya operatora s zadannoy silovoy kharakteristikoy [Modeling vertical oscillations of the operator's seat with a given force characteristic]. *Nauchno-tehnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2025, No.1, pp. 75-84. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-075-084 (In Russian)
- ‡ 10. Patent RU 2779919. Method and device for forming a given shape of a quasi-zero static characteristic of the vibration protection mechanism of the operator's seat. Kashapova I.E., Shcherbakov V.S., Korytov M.S. Declared 25.01.2022. Published 15.09.2022. (In Russian)

УДК (UDC) 629.114.2:621.828.6

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАСЧЕТА СИЛЫ ТЯГИ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ МНОГОФАЗНОГО АНАЛИЗА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГРУНТОЗАЦЕПОВ С ГРУНТОМ**IMPROVING TRACTIONAL FORCE CALCULATION FOR TRACKED VEHICLES BASED ON MULTIPHASE ANALYSIS OF LUGS-SOIL INTERACTION**Кулабухов А.В.
Kulabukhov A.V.Белорусско-Российский университет (Могилев, Республика Беларусь)
Belarusian-Russian University (Mogilev, Republic of Belarus)

Аннотация. Актуальность исследования обусловлена необходимостью повышения эффективности гусеничных машин, для чего требуются усовершенствованные методы расчета их тягово-сцепных свойств. Существующие методики, основанные на модели сдвига «кирпича» грунта, обладают существенным недостатком – они не учитывают альтернативные сценарии разрушения грунта и не устанавливают явной связи между геометрией движителя, нагрузками и физическими процессами в грунте, что ограничивает их применение для оптимизации конструкций. Цель работы – разработка нового аналитического метода, позволяющего комплексно оценивать силу тяги с учетом многофазности и полиморфности процесса взаимодействия трака с грунтом. В основе метода лежит синтез положений теории предельного равновесия грунтов и механики резания. Методика предполагает пофазный анализ: от начального уплотнения и формирования первичной площадки скольжения до полного сдвига массива или выклинивания трака, с постоянной проверкой реализуемости альтернативных механизмов разрушения. В результате параметрического анализа для гусеничной машины Б14 установлено влияние шага грунтозацепов на силу тяги. Выявлены три режима взаимодействия: нерациональный ранний срез при малом шаге, двухфазное разрушение при среднем и выклинивание при большом шаге. Определен оптимальный шаг, при котором силы среза и выклинивания уравниваются, обеспечивая максимальное использование несущей способности грунта и достижение максимально возможной силы тяги. Ключевой вывод: разработанный метод формирует основу для алгоритмизированного проектирования и оптимизации геометрии гусеничного движителя, позволяя целенаправленно повышать его тяговые качества для конкретных условий эксплуатации.

Ключевые слова: гусеничный движитель, разрушение грунта, многофазное разрушение, грунтозацеп, выклинивание трака.

Abstract. The relevance of this study stems from the need to improve the efficiency of tracked vehicles, which requires improved methods for calculating their traction and grip properties. Existing methods based on the soil "brick" shear model have a significant drawback: they fail to consider alternative soil failure scenarios and do not establish an explicit relationship between the drive geometry, loads, and physical processes in the soil, limiting their use for design optimization. The objective of this study is to develop a new analytical method for comprehensively assessing traction force, taking into account the multiphase and polymorphic nature of the track-soil interaction process. The method is based on a synthesis of the principles of soil limit equilibrium theory and cutting mechanics. The methodology involves a phase-by-phase analysis: from initial compaction and formation of a primary slip plate to complete soil shear or track wedging, with continuous verification of the feasibility of alternative failure mechanisms. A parametric analysis of the B14 tracked vehicle revealed the influence of lug pitch on traction. Three interaction modes were identified: irrational early shear at a small pitch, two-phase failure at a medium pitch, and wedging at a large pitch. An optimal pitch was determined that balances shear and wedging forces, ensuring maximum utilization of the soil's bearing capacity and achieving the highest possible traction. Key conclusion: the developed method forms the basis for algorithmic design and optimization of track geometry, enabling targeted improvement of its traction performance for specific operating conditions.

Keywords: caterpillar track, soil destruction, multiphase destruction, lug pitch, track wedging.

Дата получения статьи:

Дата принятия к публикации:

Дата публикации:

21.10.2025

04.12.2025

25.12.2025

Сведения об авторе:

Кулабухов Артем Владимирович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Транспортные и технологические машины», Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования «Белорусско-Российский университет»,
e-mail: kulabuhov1981@mail.ru.

ORCID: https://orcid.org/0009-0009-7241-6041

† Date of manuscript reception:

† Date of acceptance for publication:

21.10.2025

† Date of publication:

04.12.2025

25.12.2025

† Author' information:

Artem V. Kulabukhov – PhD, Associate Professor, Associate Professor, Department of Transport and Technological Machines, Belarusian-Russian University,
e-mail: kulabuhov1981@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-7241-6041>

1. Введение

Тягово-цепные свойства представляют собой одну из ключевых эксплуатационных характеристик гусеничных машин. Конструкция гусеничного трактора или тягача определяется целевыми условиями его применения: сельскохозяйственными, строительными, мелиоративными работами или эксплуатацией на переувлажненных грунтах. Широкий спектр решаемых задач обуславливает использование гусеничных тягачей в составе агрегатов с разнообразным рабочим оборудованием.

Среди всей номенклатуры спецтехники наибольшее распространение получили гусеничные бульдозеры, которые остаются базовым видом техники для производства земляных работ. Сфера их применения включает строительство (разработка котлованов, подготовка оснований под фундаменты), открытую добычу полезных ископаемых, производство строительных материалов и многие другие отрасли. Помимо бульдозеров, на гусеничной тяге работают рыхлители, трелевочные тракторы, толкачи скреперов и иные машины, общей чертой которых является необходимость создания значительных тяговых усилий.

В этой связи одной из первостепенных задач при проектировании является выбор параметров ходовой системы, гарантирующих достижение оптимальных тяговых показателей. Для тягачей, в частности, критически важно обеспечить надежное сцепление с опорной поверхностью, количественной мерой которого служит коэффициент сцепления. Следует констатировать, что отечественные образцы подобной техники по ряду

параметров, включая дефицит машин высокой мощности, уступают зарубежным аналогам.

Повышение тягового потенциала традиционно связывают с ростом массы машины, что увеличивает силу тяги по сцеплению. Однако вопрос её увеличения за счет оптимизации параметров самого гусеничного движителя остается недостаточно изученным ввиду отсутствия соответствующих теоретических расчетных методик. Создание подобных методов позволило бы оптимизировать геометрию грунтозацепов без проведения ресурсоемких натурных испытаний и обеспечить прирост тягового усилия на 10...15% без изменения массы машины, что определяет высокую актуальность данного направления исследований.

Повышение энергоэффективности и проходимости гусеничных машин напрямую связано с совершенствованием методик расчета и проектирования их движителей. Анализ существующих подходов, среди которых фундаментальные работы М.Г. Беккера [1], И.П. Ксеневича [2, 3] (рис. 1), В.А. Скотникова [4, 5] (рис. 2) и других, показывает, что доминирующей является модель сдвига условного «кирпича» грунта, заключенного между грунтозацепами.

Несмотря на свою распространенность, данная модель имеет ряд системных недостатков, ограничивающих ее практическую ценность для задач оптимизации:

1. Игнорирование полиморфности разрушения. Модель постулирует единственный механизм разрушения – срез по плоскостям, что противоречит экспериментальным данным [6, 7], свидетельствующим о возмож-



сти образования уплотненных ядер, выклинивания и других кинематик.

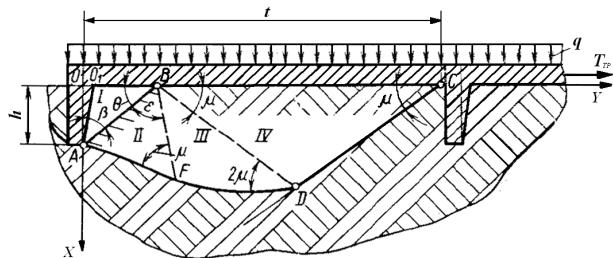


Рис. 1. Схема взаимодействия трака гусеницы с грунтом при образовании уплотненного ядра перед грунтозацепом

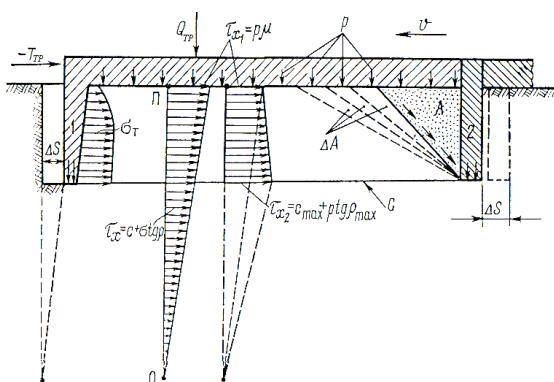


Рис. 2. Плоскостная схема нагружения грунта между двумя соседними грунтозацепами

2. Не учитывается многофазность процесса. Взаимодействие не рассматривается как развивающийся во времени процесс, включающий стадии уплотнения, формирования зон скольжения и их переформирования. Это не позволяет точно определить момент достижения предельного состояния.

3. Отсутствие явных связей. Существующие методы слабо отражают влияние конкретных комбинаций геометрических параметров грунтозацепов (высота, шаг, угол наклона передней грани) и внешних нагрузок на формирование той или иной картины разрушения и величину предельной силы тяги.

4. Не адаптивность. Большинство расчетных схем являются жесткими и не позволяют оценить, какой из возможных механизмов разрушения реализуется в первую очередь при заданном сочетании параметров.

Таким образом, актуальной является задача разработки более гибкого и комплекс-

ного расчетного метода, который бы устранил указанные ограничения. Такой метод должен не только вычислять силу тяги, но и прогнозировать доминирующий механизм взаимодействия, обеспечивая тем самым инженера-конструктора инструментом для осознанного выбора оптимальных параметров движителя.

2. Разработанный метод

Для преодоления ограничений классических подходов был разработан аналитический метод, основанный на синтезе принципов механики грунтов и теории резания. Ключевой идеей метода является рассмотрение взаимодействия трака с грунтом как многофазного процесса, на каждой стадии которого возможна реализация альтернативных сценариев разрушения.

Концептуальная основа метода:

1. Начальная стадия нагружения. Приложение к траку внешней касательной силы. Пока эта сила не превышает суммарную силу трения опорной поверхности и вершин грунтозацепов о грунт, смещение трака отсутствует. Превышение этого порога инициирует процесс активной деформации грунтового массива.

2. Фаза I. Первичное разрушение и формирование зоны предельного равновесия. Для анализа этой фазы применяется аппарат теории пассивного давления грунта, где передняя грань грунтозацепа рассматривается как подпорная стенка [8]. В результате расчета определяются: величина пассивного отпора, действующего на грань грунтозацепа, а также положение и ориентация первичной поверхности скольжения, возникающей в грунтовом массиве.

Анализ альтернативных сценариев в фазе I:

Сценарий А (Мгновенный срез). Если расчетное сопротивление срезу всего объема грунта между грунтозацепами оказывается ниже усилия, необходимого для формирования и развития первичной площадки скольжения, происходит хрупкое разрушение – мгновенный срез «кирпича» по плоскостям, проходящим через вершины зацепов.

Сценарий Б (Потеря устойчивости). Если первичная площадка скольжения (OB') при своем развитии выйдет за пределы условной верхней границы устойчивого массива (линию KA), это также приведет к срезу грунта между зацепами, так как удерживающей поверхностью в этом случае уже будет являться менее прочная поверхность (AT) (рис. 3).

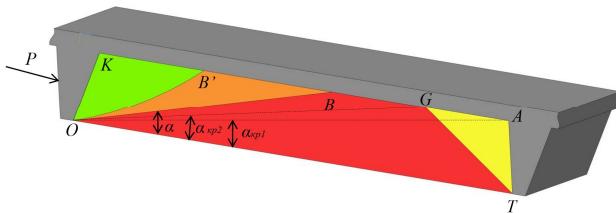


Рис. 3. Разрушение грунта между грунтозацепами

3. Фаза II. Переформирование и развитие зоны разрушения. Если в фазе I срез «кирпича» не произошел, система переходит в следующую стадию. Неустойчивая первичная площадка скольжения эволюционирует, стремясь к новому, более устойчивому положению (OB). Этот процесс сопровождается значительным спрямлением поверхности скольжения. На данной фазе осуществляется постоянный контроль по трем критическим критериям:

Критерий 1: Контроль угла наклона α формирующейся площадки скольжения относительно его критического значения α_{kp1} .

Критерий 2: Проверка прочности оставшейся нетронутой призмы грунта ($OBAT$). Срез этой призмы возможен, если выталкивающее усилие от деформируемой зоны (OKB) превысит силы сцепления и трения, удерживающие призму $OBAT$.

Критерий 3: Оценка устойчивости грунта в зоне задней грани грунтозацепа GAT . Наличие нормального давления от опорной части трака может инициировать локальное разрушение в этой области, что снижает общую устойчивость системы и повышает критический угол α_{kp2} .

Критерием достижения предельного состояния для трака является наступление одного из двух событий:

1. Исчерпание несущей способности грунта – полный срез массива между соседними грунтозацепами;

2. Выклинивание трака – подъем опорной поверхности на вытесняемой призме грунта O_1KB_1 , происходящий, когда вертикальная составляющая давления со стороны призмы превышает удерживающую силу, определяемую весом машины, приходящимся на данный трак (рис. 4).

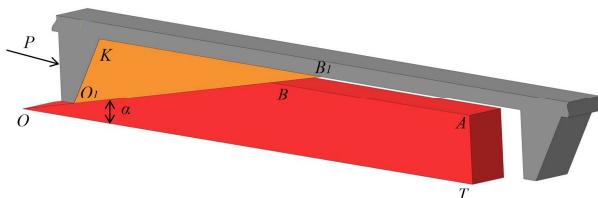


Рис. 4. Выклинивание трака из грунта

3. Результаты и их анализ

Верификация и демонстрация возможностей разработанного метода проведена на примере расчета силы тяги гусеничного бульдозера Б14. Основным варьируемым параметром был выбран шаг грунтозацепов (T), который изменялся в широком диапазоне от 0.05 м до 0.55 м. (рис. 5).

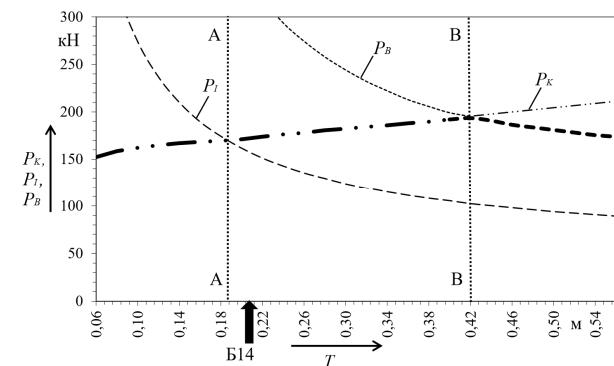


Рис. 5. Влияние шага грунтозацепов на силы, характеризующие взаимодействие рабочих поверхностей гусениц с грунтом

Результаты расчета представлены в виде зависимостей трех ключевых сил от шага T :

Кривая P_k - касательная сила, требуемая для осуществления полного среза грунтового «кирпича» между зацепами.

Кривая P_1 - условная касательная сила, соответствующая моменту возникновения первичной площадки скольжения в фазе I.

Кривая P_b - условная касательная сила, при которой происходит выклинивание трака из грунтового основания.

Анализ полученных зависимостей позволил идентифицировать три четко выраженные области, соответствующие разным качественным режимам взаимодействия:

1. Область малых шагов ($T < 0.185$ м, левее линии АА). В этой зоне кривая P_k (срез) проходит ниже кривой P_1 (первичное разрушение). Это означает, что для реализации среза всего грунта между близко расположенными зацепами требуется меньшее усилие, чем для инициирования локальной зоны скольжения. Следовательно, разрушение происходит по нерациональной схеме преждевременного среза. Объем вовлекаемого в работу грунта мал, его несущая способность используется не полностью, что приводит к заниженным значениям реализуемой силы тяги.

2. Область средних шагов ($0.185 \text{ м} < T < 0.42 \text{ м}$, между линиями АА и ВВ). В данном диапазоне процесс становится двухфазным. Сначала, при достижении усилия, соответствующего кривой P_1 , формируется первичная площадка скольжения, выходящая на поверхность грунта. Затем, в фазе II, при перформировании этой площадки происходит срез оставшейся призмы ненарушенного грунта (кривая P_k). Это свидетельствует о более глубоком и полном вовлечении грунтового массива в процесс создания тягового усилия.

3. Область больших шагов ($T > 0.42 \text{ м}$, правее линии ВВ). В этой области сила, требуемая для выклинивания трака (кривая P_b), становится лимитирующим фактором, так как ее значения оказываются ниже сил среза (кривая P_k). Предельное состояние наступает по механизму выклинивания: трак «въезжает» посредством вытесняемой призмы грунта на грунт ненарушенной структуры ОВАТ и теряет полный контакт с опорной поверхностью. При этом значительная часть грунта между зацепами остается неразрушенной, что указывает на неполную реализацию потенциала сцепления.

Определение оптимальных параметров. Анализ графиков показывает, что максимальная сила тяги, при которой происходит одновременное исчерпание несущей способности по обоим механизмам, достигается при шаге $T = 0.42$ м. В этой точке кривые P_k и P_b пересекаются, а величина силы тяги составляет $P = 195$ кН. Это означает, что при данном шаге грунтозацепов несущая способность грунтового основания используется максимально полно и равномерно по обоим возможным критериям (срез и выклинивание). Следовательно, для данных конкретных условий (тип грунта, нагрузка, геометрия зацепа) шаг 0.42 м является оптимальным.

4. Заключение

В рамках проведенного исследования разработан и апробирован новый аналитический метод расчета силы тяги гусеничных машин. Его принципиальное отличие от традиционных подходов заключается в учете многофазности процесса взаимодействия и полиморфности возможных механизмов разрушения грунта под траком. Метод не является жесткой расчетной схемой, а представляет собой алгоритм, позволяющий определить, какой из сценариев взаимодействия (мгновенный срез, двухфазное разрушение, выклинивание) будет доминировать при заданной комбинации параметров.

На примере бульдозера Б14 продемонстрирована практическая значимость метода. Установлена качественная и количественная зависимость между шагом грунтозацепов и реализуемой силой тяги, выявлены три различных стадии и определен оптимальный шаг, обеспечивающий максимальное использование несущей способности грунта.

Важно подчеркнуть, что полученные оптимальные значения носят частный характер и справедливы для конкретных условий моделирования. Однако предложенная методика обладает универсальностью и может быть применена для анализа и оптимизации гусеничных движителей других типов машин, работающих в различных грунтовых средах.

Перспективным направлением дальнейших исследований является формализация



метода в виде специализированного программного комплекса. Это позволит автоматизировать процесс поиска оптимальных геометрических параметров грунтозацепов (высоты, шага, угла наклона) и режимов на-

гружения, существенно сократив время и затраты на проектирование высокоэффективных гусеничных движителей, адаптированных к реальным условиям эксплуатации.

Список литературы

1. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность-машина. М.: Машиностроение, 1973. 520 с.
2. Скотников В.А. Исследование проходимости гусеничных болотных тракторов. Минск: Высшая школа, 1964. 19 с.
3. Ксеневич И.П., Гуськов В.В., Бочаров Н.Ф. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет:/ Под ред. И.П. Ксеневича. М.: Машиностроение, 1991. 544 с.
4. Ксеневич И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. Ходовая система – почва – урожай / Под ред. И.П. Ксеневича. М.: Агропромиздат, 1985. 304 с.
5. Скотников В.А., Пономарев А.В., Климанов А.В. Проходимость машин. Минск: Наука и техника, 1982. 328 с.
6. Ляско М.И., Кутин Л.Н., Щупак П.Л. Испытание трактора ДТ-75С м гусеницей увеличенного шага // Пути снижения удельного давления ходовых систем гусеничных сельскохозяйственных тракторов на почву. М., 1979. С. 22–31.
7. Ляско М.И. Исследование влияние некоторых конструктивных параметров на тягово-сцепные свойства гусеничного трактора с землеройным оборудованием: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. М.: МАДИ, 1971. 17 с.
8. Берестов Е.И., Партнов С.Б., Стригоцкая А.П. Сопротивление грунтов резанию // XIII. Didmattech 2000. 2001. № 2. С. 5–10.
9. Алябьев А.Ф., Калинин С.Ю. Модель взаимодействия гусеницы трактора с грунтом // Лесоинженерное дело. 2016. № 2. С. 173–178.
10. Бахтин П.У., Винокуров В.Н., Алябьев А.Ф. Технологические свойства почв: монография. М.: МГУЛ, 2014. 168 с.

References

1. Bekker M.G. *Vvedenie v teoriyu sistem mestnost-mashina* [Introduction to the Terrain-Vehicle Systems Theory]. Moscow, Mashinostroenie, 1973. 520 p. (In Russian)
2. Skotnikov V.A. *Issledovanie prokhodimosti gusenichnykh bolotnykh traktorov* [Study of the Cross-Country Capability of Swamp Crawler Tractors]. Minsk, Vysshaya shkola, 1964. 19 p. (In Russian)
3. Ksenevich I.P., Guskov V.V., Bocharov N.F. *Traktory. Proektirovanie, konstruirovaniye i raschet* [Tractors. Design, Construction and Calculation]. Ed. I.P. Ksenevich. Moscow, Mashinostroenie, 1991. 544 p. (In Russian)
4. Ksenevich I.P., Skotnikov V.A., Lyasko M.I. *Khodovaya sistema – pochva – urozhay* [Undercarriage System - Soil - Harvest]. Ed. by I.P. Ksenevich. Moscow, Agropromizdat, 1985. 304 p. (In Russian)
5. Skotnikov V.A., Ponomarev A.V., Klimanov A.V. *Prokhodimost mashin* [Vehicle Cross-Country Capability]. Minsk, Nauka i tekhnika, 1982. 328 p. (In Russian)
6. Lyasko M.I., Kutin L.N., Shchupak P.L. *Ispytanie traktora DT-75S m gusenitsey uvelichenennogo shaga* [Testing of the DT-75S Tractor with an Increased Pitch Track]. In: *Puti snizheniya udelnogo davleniya khodovykh sistem gusenichnykh selskokhozyaystvennykh traktorov na pochvu* [Ways to Reduce the Specific Ground Pressure of Crawler Agricultural Tractor Undercarriages]. Moscow, 1979. pp. 22–31. (In Russian)
7. Lyasko M.I. *Issledovanie vliyanie nekotorykh konstruktivnykh parametrov na tyagovo-stsepnue svoystva gusenichnogo traktora s zemleroynym oborudovaniem* [Research on the Influence of Some Design Parameters on the Traction-Gripping Properties of a Crawler Tractor with Earthmoving Equipment]: diss. ... Cand. Sci.



- ‡ (Engineering): 05.05.03. Moscow, MADI, 1971. 17 p. (In Russian)
- ‡ 8. Berestov E.I., Partnov S.B., Strigotskaya A.P. *Soprotivlenie gruntov rezaniyu* [Soil Resistance to Cutting]. In: XIII. Didmattech 2000. 2001. No. 2. pp. 5–10. (In Russian)
- ‡ 9. Alyabev A.F., Kalinin S.Yu. *Model vzaimodeystviya gusenitsy traktora s gruntom* [Model of the Interaction of a Tractor Track with Soil]. *Lesoinzhenernoe delo* [Forest Engineering], 2016, No.2, pp. 173–178. (In Russian)
- ‡ 10. Bachtin P.U., Vinokurov V.N., Alyabev A.F. *Tekhnologicheskie svoystva pochvy* [Technological Properties of Soils]. Moscow, MGUL, 2014. 168 p. (In Russian)

УДК (UDC) 625.1/.5:629.369

ТЕХНИКО-ОРГАНИЗАЦИОННЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ДОСТАВКИ
АЭРОМОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ УСТАНОВОК ВОЗДУШНЫМ ТРАНСПОРТОМTECHNICAL AND ORGANIZATIONAL POSSIBILITIES FOR THE DELIVERY
OF AIRMOBILE ROPE UNITS BY AIRЛагерев А.В.¹, Лагерев И.А.²
Lagerev A.V.¹, Lagerev I.A.²¹ – Российский университет транспорта (Москва, Россия)² – Кубанский государственный технологический университет (Краснодар, Россия)¹ – Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)² – Kuban State Technological University (Krasnodar, Russian Federation)

Аннотация. Мобильные канатные дороги на базе аэромобильных канатных установок являются новой конструктивной разновидностью грузовых и грузо-пассажирских канатных дорог для оперативного развертывания транспортно-перегрузочных мероприятий в труднодоступных районах и высокогорных территориях. В статье выполнен анализ технико-организационных возможностей способа авиационной доставки необходимого основного и вспомогательного технологического оборудования в район вблизи места эксплуатации – транспортировки грузов с помощью грузовых транспортных самолетов. Рассмотрены возможные модификации российских и зарубежных транспортных и военно-транспортных самолетов и на основании анализа их технических характеристик (размеров грузовых отсеков, грузоподъемности, практической дальности) сделаны рекомендации по их использованию, исходя из требуемых габаритных размеров и веса аэромобильных канатных установок. Базируясь на принципе обеспечения универсальности габаритных размеров аэромобильных канатных установок в транспортном состоянии для комбинированной транспортировки различными современными видами наземного, воздушного и водного транспорта, рассмотрены возможности использования авиации для перевозки аэромобильных канатных установок, габаритные размеры которых соответствуют размерам универсальных и авиационных транспортных контейнеров.

Ключевые слова: мобильная канатная дорога, аэромобильная канатная установка, транспортный самолет, авиационный контейнер.

Дата получения статьи: 28.09.2025

Дата принятия к публикации: 01.12.2025

Дата публикации: 25.12.2025

Сведения об авторах:

Лагерев Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: bsu-avl@yandex.ru.

Abstract. Mobile ropeways based on airmobile rope units are a new constructive type of cargo and cargo-passenger ropeways for the rapid deployment of transport and overloading activities in hard-to-reach areas and high-altitude territories. The article analyzes the technical and organizational possibilities of the method of aviation delivery of the necessary basic and auxiliary technological equipment to the area near the place of operation – cargo transportation using cargo transport aircraft. Possible modifications of Russian and foreign transport and military transport aircraft are considered, and based on an analysis of their technical characteristics (cargo compartment dimensions, payload capacity, and practical range), recommendations are made for their use based on the required overall dimensions and weight of airmobile rope units. Based on the principle of ensuring the universality of the overall dimensions of airmobile rope units in transport condition for combined transportation by various modern types of land, air and water transport, the possibilities of using aviation for the transportation of airmobile rope units, the overall dimensions of which correspond to the dimensions of universal and aviation transport containers, are considered.

Keywords: mobile ropeway, airmobile ropeway, transport aircraft, aviation container.

Date of manuscript reception: 28.09.2025

Date of acceptance for publication: 01.12.2025

Date of publication: 25.12.2025

Authors' information:

Alexander V. Lagerev – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department «Ground transportation and technological facilities» at Russian University of Transport, e-mail: bsu-avl@yandex.ru.
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0380-5456>



ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0380-5456>

Лагерев Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, профессор ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет», e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0921-6831>

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Professor at Kuban State Technological University, e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0921-6831>

1. Введение

Аэромобильные канатные установки предназначены для развертывания на их основе мобильных канатных дорог для преимущественного использования на отдаленных и предварительно необорудованных территориях, характеризующихся весьма низкой степенью транспортной доступности, технология их перебазирования и развертывания на новом месте эксплуатации является достаточно сложной и неоднозначной технико-экономической задачей [1, 2]. Как правило, для этого необходимо использовать нескольких видов транспортных средств доставки аэромобильных канатных установок, а также обслуживающего их работу вспомогательного технологического оборудования и средств жизнеобеспечения эксплуатационно-технического персонала. Могут быть использованы практически все известные виды грузового транспорта – автомобильный, воздушный (с помощью самолетов и вертолетов), водный (с помощью речных и морских судов) и железнодорожный. Такая мультитранспортная доставка аэромобильных канатных установок к новому месту развертывания мобильной канатной дороги в обязательном порядке требует, чтобы массогабаритные характеристики этих установок в транспортном состоянии отвечали всем тем требованиям, которые предъявляются нормативно-распорядительными документами, регламентирующими перевозку грузов автомобильным [3], воздушным [4], железнодорожным [5] и водным [6] транспортом.

В каждом конкретном случае технология перебазирования и доставки аэромобильных канатных установок может быть реализована на основе нескольких альтернативных вариантов, отличающихся различным сочетанием и чередованием использования возможных видов транспортных средств, с учетом географических и рельефных особенностей региона, технических, организационных и эко-

номических возможностей, а также территориального размещения транспортной инфраструктуры (сети автомобильных или железных дорог, водных путей, наличия аэропортов или вертолетных площадок и др.).

В [1] были предложены и проанализированы возможные варианты использования различных средств доставки при перебазировании мобильной канатной дороги с предыдущего места эксплуатации к новому месту развертывания. Всего было разработано 14 альтернативных вариантов, причем из них 4 варианта предполагают использование воздушного транспорта (грузовых транспортных самолетов). Это ограниченное использование воздушного транспорта обусловлено тем, что транспортные самолеты приемлемой грузоподъемности не могут рассматриваться в качестве транспорта доставки «последней мили» в отличие от грузовых транспортных вертолетов [7] или специальных колесных шасси повышенной проходимости [8].

В настоящее время самолет является наиболее распространенным видом пассажирского, грузового и грузопассажирского воздушного транспорта при необходимости скорой доставки пассажиров или грузов на значительное расстояние [9]. Поэтому функциональной нишой при использовании транспортных самолетов для доставки аэромобильных канатных установок является их оперативная транспортировка на значительные расстояния в пределах крупного государства (в частности, России и т.п.), межгосударственная или межконтинентальная доставка в зоны природных или техногенных катастроф.

2. Анализ грузовых возможностей современных самолетов

В число стран-производителей авиационной техники, способной перевозить достаточно крупногабаритные и тяжелые про-



мышленные грузы входят такие, как СССР / Российская Федерация (Объединенная авиастроительная корпорация [10], включающая ПАО «Авиационный комплекс им. С.В. Ильюшина» [11], АО «Туполев» [12] и др.), Бразилия (Embraer [13]), Великобритания (Short Brothers [14]), Германия (Dornier Aircraft [15]), Западная Европа (Airbus [16]), США (Boeing [17], Lockheed [18], McDonnell Douglas [19], Cessna Aircraft [20], Fairchild Aircraft Ltd. [21]), Испания / Индонезия (EADS CASA [22] / Indonesian Aerospace [23]), Италия (Alenia Aeronautica [24]), Канада (de Havilland Canada [25]), Китай (Xian Aircraft Industrial Corporation [26], Shaanxi Aircraft Corporation [27]), Нидерланды (Fokker [28]), Франция (Dassault Aviation [29]), Япония (Kawasaki Aerospace Company [30]).

Для транспортировки аромобильных канатных установок и сопутствующего технологического оборудования мобильных канатных дорог должны использоваться транспортные самолеты. От пассажирских грузовые самолёты отличаются упрощённым бытовым оборудованием, увеличенными размерами грузовых помещений, наличием больших грузовых люков, более прочным

полом, установкой на борту средств механизации погрузочно-разгрузочных работ [31]. Однако исследования [32] показали отсутствие экономической целесообразности проектирования и постройки чисто транспортных самолетов, вследствие чего в настоящее время используются самолеты, совмещающие пассажиро-грузовые функции:

- грузовой вариант пассажирского самолета;
- военно-транспортный самолет;
- военно-гражданский транспортный самолет.

В настоящее время в Российской Федерации в качестве транспортных используются военно-транспортные самолеты. Важной особенностью отечественных транспортных самолетов (Ан-12, Ан-22, Ан-26, Ан-74, Ан-124, Ил-76) является возможность их посадки и взлета с грунтовых аэродромов. Основные технические характеристики отечественных военно-транспортных самолетов, определяющие их возможности по транспортировке аромобильных канатных установок и сопутствующего технологического оборудования мобильных канатных дорог, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные технические характеристики отечественных военно-транспортных самолетов [33-37]

Техническая характеристика	Значение характеристики для модификации				
	Ан-26	Ил-112В	Ан-12	Ил-276	Ил-76
Экипаж, чел.	6	2	6-7	3	5
Грузоподъемность, кг	5500	5000	21000	20000	60000
Взлетная масса, т					
- нормальная	22,0	20,4	55,1		
- максимальная	24,0	21,0	61,0	68,0	210,0
Скорость, км/ч					
- максимальная	540	550	660	870	
- крейсерская	435	500	570	800	850
Практическая дальность, км	2660	1200	3600	2000	4000
Практический потолок, м	7300	7600	8600	12000	13700
Длина разбега, м	870	870	1230	1450	2000
Длина пробега, м	650	600	1125	1350	1000
Потребная длина взлетно-посадочной полосы, м	1800	1200	2200		2150

За рубежом в качестве транспортных используются грузовые варианты пассажирских самолетов и военно-транспортные самолеты. В настоящее время используется до-

статочно большое число модификаций военно-транспортных и многоцелевых самолетов [38]. Основные технические характеристики ряда транспортных самолетов иностран-



ных фирм-производителей, определяющие их возможности по транспортировке автомобильных канатных установок и сопут-

ствующего технологического оборудования мобильных канатных дорог, приведены в табл. 2 и 3.

Таблица 2

Основные технические характеристики иностранных транспортных самолетов средней грузоподъемности [39 - 43]

Техническая характеристика	Значение характеристики для модификации				
	C-212 Aviocar	C-23 Sherpa	CN-235	F.50 Troopship	C-27J Spartan
Фирма	CASA	Short	CASA/IPTN	Fokker	Alenia
Страна	Испания	Англия	Испания Индонезия	Нидерланды	Италия
Экипаж, чел.	2	2-3	3	3	2
Грузоподъемность, кг	3000	3175	6000	6080	9000
Взлетная масса, т					
- нормальная		10,4			25,8
- максимальная	8,0	11,7	16,5	20,8	30,5
Скорость, км/ч					
- максимальная	370				602
- крейсерская	354	352	454	522	583
Практическая дальность, км	835	1240	4355	3030	1852
Практический потолок, м	7925	6095	8110	7620	9144
Длина разбега, м	610	1200	1200		580
Длина пробега, м	285	1000	700		340

Таблица 3

Основные технические характеристики иностранных транспортных самолетов большой грузоподъемности [44 - 48]

Техническая характеристика	Значение характеристики для модификации				
	C-40 Clipper	KC-390	C-2	Xian Y-20	C-17 Globemaster
Фирма	Boeing	Embraer	Kawasaki	XAC	McDonnell Douglas
Страна	США	Бразилия	Япония	Китай	США
Экипаж, чел.	4-6	2	3	3	3-4
Грузоподъемность, кг	18100	23000	37000	66000	77500
Взлетная масса, т					
- максимальная	77,6	81,0	141,4	220,0	265,0
Скорость, км/ч					
- максимальная	534	850	980	918	833
- крейсерская		600	890	830	648
Практическая дальность, км	9300	4815	5600	4500	5000
Практический потолок, м	12000	10973	12200	13000	13715
Длина разбега, м					2360
Длина пробега, м					915

Перевозка аэромобильных канатных установок и сопутствующего технологического оборудования мобильных канатных дорог самолетами возможна только внутри их фюзеляжа в грузовых отсеках.

В настоящее время в конструкциях транспортных самолетов используются три подхода к загрузке крупногабаритного транспортируемого груза в их грузовые отсеки:

- в передний грузовой отсек путем откидывания вверх носовой части фюзеляжа, включая кабину пилотов;
- в задний грузовой отсек через наклонную грузовую дверь (рампу), расположенную в хвостовой части фюзеляжа;
- боковая загрузка в грузовой отсек через грузовую дверь, расположенную в боковой стенке центральной части фюзеляжа.

В сверхтяжелых транспортных самолетах грузовой отсек по длине может проходить через весь фюзеляж или могут выполняться

два грузовых отсека, вследствие чего предусмотрены два варианта загрузки транспортируемого груза. В первом случае загрузка может проводиться либо через наклонную грузовую дверь в хвостовой части фюзеляжа, либо путем откидывания вверх носовой части фюзеляжа. Примером реализации такой загрузки является самолет Ан-124, поднимающий 120 т полезной нагрузки. Во втором случае загрузка может проводиться в каждый грузовой отсек по различным вариантам. Например, в самолете Boeing 747, поднимающий 110 т полезной нагрузки, загрузка в большой грузовой отсек производится путем откидывания вверх носовой части фюзеляжа, а в малый - через грузовую дверь в боковой стенке центральной части фюзеляжа.

Размеры грузовых отсеков и дверей в грузовые отсеки отечественных и ряд зарубежных транспортных самолетов приведены в табл. 4.

Таблица 4

Размеры грузовых отсеков и дверей в грузовые отсеки отечественных и зарубежных транспортных самолетов [50 - 52]

Модификация самолета	Вариант загрузки ¹	Габаритные размеры, м		Объем, м ³	Полезная нагрузка, т
		отсека ²	двери ³		
Saab 340	3	11,2 / 1,62 / 1,7	1,3 / 1,28	35	3,8
Ан-26	2	11,1 / 2,2 / 1,6	2,1 / 2,1	45	6
Fokker 27	3	13,36 / 2,1 / 1,9	2,28 / 1,75	58	6
Ан-74	2	10,0 / 2,15 / 2,1	1,1 / 2,1	45	8
Boeing 737	3	21,0 / 3,1 / 2,2	3,4 / 2,15	105	16
Ан-12	2	13,5 / 3,0 / 2,4	3,0 / 2,4	90	18
Lockheed 100-30	2	17,0 / 3,02 / 2,74	3,02 / 2,74	140	21
Ту-204	3	29,5 / 3,25 / 2,8	3,4 / 2,0	178	28,5
Boeing 757	3	33,2 / 3,53 / 2,18	3,4 / 2,18	185	39
Airbus 300 B4	3	39,0 / 4,77 / 2,23	3,58 / 2,56	280	43,5
Douglas DC-8	3	34,0 / 3,17 / 2,03	3,55 / 2,0	200	45
Ил-76	2	18,5 / 3,3 / 3,25	3,3 / 3,25	175	47
Ан-22	2	26,4 / 4,3 / 4,1	2,2 / 1,6	650	50
Douglas DC-10	3	37,25 / 3,56 / 2,34	3,5 / 2,54	450	65
McDonnell Douglas MD-10	3	48,0 / 3,5 / 2,45	3,55 / 2,55	640	80
Boeing 747	1, 3	49,0 / 4,8 / 3,04	3,25 / 3,1	750	110
Ан-124	1, 2	36,5 / 6,2 / 4,2	6,2 / 4,1	800	120

Примечания: ¹ - 1 - путем откидывания вверх носовой части фюзеляжа; 2 - через грузовую дверь в хвостовой части фюзеляжа; 3 - через грузовую дверь в боковой стенке центральной части фюзеляжа;

² – длина / ширина / высота;

³ – ширина / высота.



Для облегчения проведения погрузочно-разгрузочных работ в грузовой отсек транспортного самолета и швартовки грузов с целью исключения их смещения во время полета, как правило, используется специализированное грузоподъемное и такелажное оборудование [49].

Это транспортное оборудование входит в состав штатного оборудования самолета. В состав транспортного оборудования входят [53]:

- погрузочно-разгрузочное оборудование, предназначенное для загрузки и выгрузки самоходной техники на гусеничном и колесном шасси, несамоходной колесной и бесколесной техники, грузовых платформ, поддонов, контейнеров, унифицированных авиационных контейнеров различных типоразмеров и др.;

- швартовочное оборудование, предназначенное для надежного крепления транспортируемых грузов и техники к полу в гру-

зовом отсеке самолете во время полета с помощью цепей, сеток или ремней;

- легкосъемное рольганговое оборудование, предназначенное для удобства проведения погрузочно-разгрузочных работ и швартовки авиационных контейнеров и поддонов.

В составе погрузочно-разгрузочного оборудования различают:

- нижнее погрузочное оборудование, включающее стационарные или передвижные грузовые лебедки, погрузочные блоки и другое оборудование для сборки полиспастных схем;

- верхнее погрузочное оборудование, включающее тельферы или бортовые погрузочные краны, грузовые балки, стропы и др.

В табл. 5 приведена краткая характеристика бортового погрузочно-разгрузочного транспортного оборудования ряда отечественных транспортных самолетов.

Таблица 5

Бортовое погрузочное оборудование отечественных транспортных самолетов [52, 54, 55]

Модификация самолета	Характеристика бортового погрузочного оборудования
Ан-26	Кран-балка грузоподъемностью до 1,5 т
Ан-74	Бортовой погрузчик грузоподъемностью до 2,5 т
Ан-12	Бортовой погрузчик грузоподъемностью до 2,5 т; лебедка для затаскивания несамоходного груза в грузовой отсек
Ил-76	Верхнее погрузочное оборудование: 2 бортовые электролебедки тягой по 3 т; 4 электротельфера грузоподъемностью по 3 т. Рампа позволяет загружать колесную и гусеничную технику и прицепы своим ходом. Опускаемая рампа может применяться для погрузки длинных и высоких автомобилей
Ан-22	Четыре электротельфера грузоподъемностью по 2,5 т
Ан-124	Бортовые передвижные краны (две балки с двумя тельферами, каждый из которых оборудован двумя грузоподъемными крюками) и другое погрузочно-разгрузочное оборудование общей грузоподъемностью 20 т; грузовая лебедка; швартовочное оборудование и рельсовые системы (похожие на железнодорожные рельсы); платформы различной конструкции и грузоподъемности. При оборудовании бортовых кранов специальной системой подъема груза их грузоподъемность с учетом ограничений увеличивается до 30 т. Рампа позволяет загружать колесную и гусеничную технику и прицепы своим ходом. Опускаемая рампа может применяться для погрузки длинных и высоких автомобилей

3. Возможности размещения аэромобильных канатных установок в грузовых отсеках самолетов

Для перевозки грузов воздушным транспортом с помощью современных транспортных самолетов используются универсальные авиационные контейнеры.

Применительно к использованию на российских транспортных самолетах их идентификация содержится в ГОСТ 20917-87 [56]. Массогабаритные характеристики авиационных контейнеров, использующихся са-

молетами отечественных фирм-производителей, приведены в табл. 6.

Транспортные самолеты зарубежных фирм-производителей ориентированы на использование контейнеров на основе универсальных паллет. В табл. 7 приведены массогабаритные характеристики авиационных контейнеров на основе универсальных паллет, использующихся самолетами зарубежных фирм-производителей [51, 57]. Спецификация паллет соответствует классификации Международной ассоциации воздушного транспорта IATA.

Таблица 6

Массогабаритные характеристики авиационных контейнеров для отечественных транспортных самолетов [56]

Тип контейнера	Габаритные размеры, мм			Внутренний объем, м ³	Масса брутто, кг
	длина	ширина	высота		
УАК-5	2991			14,15	5670
УАК-10	6058	2438	2438	29,60	11340
УАК-20	12192			60,60	20410

Таблица 7

Массогабаритные характеристики авиационных контейнеров для зарубежных транспортных самолетов [51, 57]

Тип контейнера	Габаритные размеры, мм			Внутренний объем, м ³	Масса брутто, кг
	длина	ширина	высота		
PYB Q6	1400	2438	2438	8,3	
FLA (P9P)		1534		7,0	3175
PMC LD			1626	11,5	4626
AMA (P6P)			2438	18,9	6804
PMC Q6					
PMC Q7			2997	21,2	
PYB Q7					
PZA Q6			1626	19,7	
PGA/PGF Q7	4978	2438	2438	29,5	
PZA Q7					
PGA/PGF Q6	6058	2438	2438	36,0	

В [58] была предложена методика количественной оценки длины концевой опоры аэромобильной канатной установки, которую можно разместить внутри прямоугольного транспортного контейнера. При этом было рассмотрено 4 возможных варианта ее компоновки в пределах контейнера и 2 конструктивных варианта самой опоры – одно- и двухсекционной конструкции [1]. Для создания концевых опор двухсекционной кон-

струкции аэромобильных канатных установок может быть использован опыт проектирования грузоподъемных стрел переменной длины для крановых установок стрелового типа на базе мобильных колесных, гусеничных или путевых машин. Для удлинения концевой опоры относительно ее транспортной длины возможны два подхода:

1) телескопирование концевой опоры, вследствие чего ее конструкция будет анало-



гична конструкции телескопируемых стрел, представленных в [59 - 61];

2) надстройка концевой опоры с помощью отдельной дополнительной секции по аналогии с удлинением стрел грузоподъем-

ных кранов за счет использования дополнительных секций-вставок [62 - 64].

В табл. 8 приведены ориентировочные значения длины концевой опоры при использовании универсальных авиационных контейнеров различных типоразмеров.

Таблица 8

Ориентировочная длина концевой опоры при использовании универсальных авиационных контейнеров различных типоразмеров

Тип контейнера	Ориентировочная длина концевой опоры, м			
	вариант 1	вариант 2	вариант 3	вариант 4
Односекционная концевая опора				
PYB Q6	1,2	2,3	2,3	3,0
УАК-5	2,4	3,1	3,1	3,7
FLA (P9P)		2,8	2,9	3,1
PMC LD		3,2	2,9	3,5
AMA (P6P), PMC Q6		3,2	3,2	3,8
PMC Q7, PYB Q7		3,2	3,2	4,0
PZA Q6		4,4	4,2	4,6
PGA/PGF Q7, PZA Q7		4,4	4,4	4,9
УАК-10, PGA/PGF Q6	4,9	5,2	5,2	5,6
УАК-20	9,8	10,0	10,0	10,2
Двухсекционная концевая опора				
PYB Q6	2,3	4,5	4,5	6,0
УАК-5	4,8	6,2	6,2	7,3
FLA (P9P)		5,6	5,7	6,2
PMC LD		5,7	5,7	6,9
AMA (P6P), PMC Q6		5,7	6,4	7,5
PMC Q7, PYB Q7		5,7	6,4	8,0
PZA Q6		8,9	8,4	9,2
PGA/PGF Q7, PZA Q7		8,9	8,9	9,7
УАК-10, PGA/PGF Q6	9,7	10,4	10,4	11,2
УАК-20	19,5	19,9	19,9	20,3

В [65, 66] был выполнен анализ функциональных возможностей однопролетных маятниковых мобильных канатных дорог на базе автономных самоходных колесных шасси высокой грузоподъемности и проходимости. Результаты этого анализа вполне пригодны для оценки функциональных возможностей однопролетных маятниковых мобильных канатных дорог на базе аэромобильных канатных установок. На рис. 1 представлены данные, дающие представление о допустимой длине (в горизонтальной плоскости) пролета однопролетной канатной дороги в зависимости от длины концевой

опоры и угла наклона трассы в вертикальной плоскости для двух значений веса транспортируемого груза – 10 и 20 кН. Эти данные получены на основе обработки результатов численных расчетов, приведенных в [65, 66].

Анализ графиков на рис. 1 показывает, что использование универсальных авиационных контейнеров, позволяющих выполнить доставку аэромобильных канатных установок с длиной концевой опоры свыше 4...5 м, дают возможность развернуть однопролетные мобильные канатные дороги с достаточно приемлемой длиной пролета. При этом развертывание таких дорог на террито-

риях с достаточно сложным рельефом (т.е. с большим значением угла наклона профиля поверхности и, соответственно, наклона

трассы дороги) является более благоприятным.

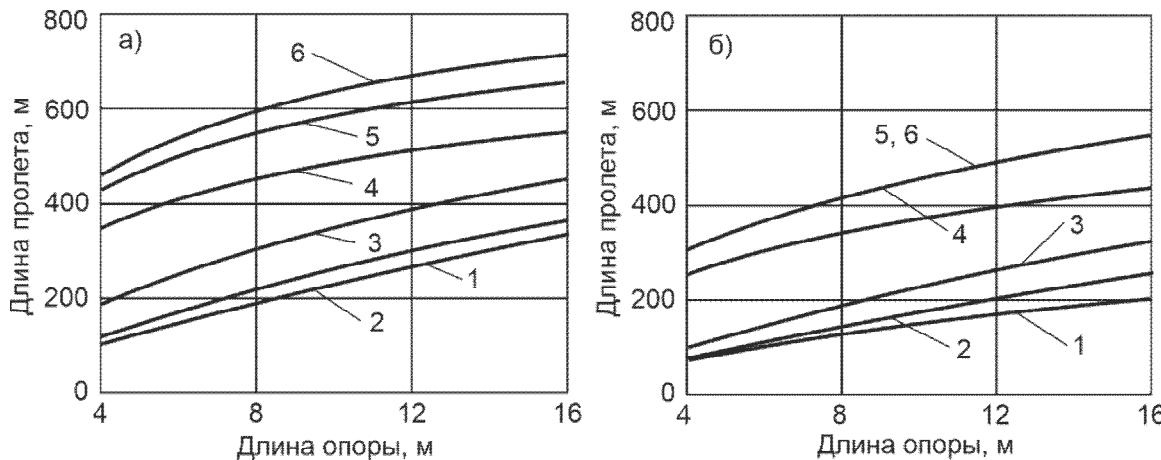


Рис. 1. Допустимая длина пролета однопролетной канатной дороги в зависимости от длины концевой опоры и угла наклона трассы: а - вес груза 10 кН; б – вес груза 20 кН
(1 – угол наклона 10°; 2 – 20°; 3 – 30°; 4 – 40°; 5 – 50°; 6 – 60°)

4. Заключение

Российские авиационные контейнеры УАК-5 и УАК-10 имеют согласованные габаритные размеры с универсальными 20-фунтовыми контейнерами 1D и 1С ИСО серии 1, а авиационный контейнер УАК-20 – с 40-футовым контейнером 1А. Однако разрешенная масса брутто контейнеров с одинаковыми габаритными размерами для авиационных перевозок значительно меньше, чем для наземных перевозок: масса брутто контейнеров УАК-5, АУК-10 и УАК-20 меньше массы брутто сравнимых транспортных контейнеров ИСО серии 1 в 1,8, 2,7 и 1,5 раза соответственно. Это обусловлено разницей технических характеристик погрузочно-разгрузочного оборудования, используемого при загрузке наземных и воздушных транспортных средств: грузоподъемность бортовых погрузочных устройств современных транспортных самолетов, как правило, не превышает 2,5 т, а для загрузки контейнеров большей массы используются грузовые лебедки и легкосъемное рольганговое оборудование.

Авиационные контейнеры, применяющиеся для загрузки грузовых отсеков транспортных самолетов зарубежных фирм-производителей, в целом ориентированы на

габаритные размеры универсальных транспортных контейнеров, однако характеризуются большим разнообразием размеров и формы верхней части. Это обусловлено необходимостью более эффективного использования конфигурации пространственного исполнения грузовых отсеков конкретных модификаций транспортных самолетов.

Длина авиационных контейнеров заметно меньше длины универсальных транспортных контейнеров ИСО серии 1. авиационные контейнеры по своей длине соответствуют наименее грузоподъемным 20-футовым контейнерам ИСО серии 1. Исключение составляет лишь авиационный контейнер УАК-20, длина которого сравнима с длиной 40-футового контейнера 1А. В авиационных контейнерах можно разместить концевую опору меньшей длины, негативно сказывается на грузо-пространственных характеристиках однопролетных мобильных канатных дорог маятникового типа.

Таким образом, воздушный транспорт (грузовые транспортные самолеты) вполне может быть использован для доставки аэромобильных канатных установок на пригодные аэродромы вблизи районов развертывания мобильных канатных дорог с последующей их перегрузкой на вертолеты или самоходные колесные или гусеничный шасси для

окончательной доставки на место эксплуатации. Возможность использования вертолетов в качестве транспорта «последней мили» обеспечивает создание мобильных канатных дорог практически в любых природно-географических и климатических условиях независимо от степени транспортной до-

ступности требуемого места эксплуатации. При этом целесообразно использовать универсальные авиационные контейнеры, габаритные размеры которых близки к размерам универсальных транспортных контейнеров ИСО серии 1.

Список литературы

1. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Мобильные канатные дороги на базе аэромобильных канатных установок. Брянск: РИСО БГУ, 2023. 201 с.
 2. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Promising designs of airmobile rope units for the deployment of fast-mounted rope transport systems in adverse natural conditions / Upadhyay R.K., Sharma S.K., Kumar V. (eds) // Recent Advanced in Transportation Systems. Lecture Notes in Intelligent Transportation and Infrastructure. Cham: Springer, 2025. P. . DOI: 10.1007/978-981-99-1517-0_12
 3. Об утверждении Правил перевозок грузов автомобильным транспортом и о внесении изменений в пункт 2.1.1 Правил дорожного движения Российской Федерации: постановление Правительства Рос. Федерации от 21 декабря 2020 г. № 2200.
 4. Об утверждении Федеральных авиационных правил «Общие правила воздушных перевозок пассажиров, багажа, грузов и требования к обслуживанию пассажиров, грузоотправителей, грузополучателей»: приказ Министерства транспорта Российской Федерации от 28 июня 2007 г. № 82.
 5. Об утверждении Правил перевозок железнодорожным транспортом грузов в открытом подвижном составе: Приказ Минтранса России от 14.01.2020 № 9. Зарегистрировано в Минюсте России 28.04.2020 № 58239.
 6. Об утверждении Правил безопасности морской перевозки грузов (с изменениями и дополнениями): Приказ Минтранса РФ от 21 апреля 2003 г. № ВР-1/п.
 7. Шатунова Е.А., Лагерев И.А. Анализ технико-организационных возможностей вертолетов для развертывания мобильных
- ### References

 1. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Mobilnye kanatnye dorogi na base aeromobilnykh kanatnykh ustanovok* [Mobile ropeways based on airmobile rope units]. Bryansk, RISO BGU, 2023. 201 p. (In Russian)
 2. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Promising designs of airmobile rope units for the deployment of fast-mounted rope transport systems in adverse natural conditions. In: Upadhyay R.K., Sharma S.K., Kumar V. (eds). *Recent Advanced in Transportation Systems. Lecture Notes in Intelligent Transportation and Infrastructure*. Springer, Cham, 2025. P. . DOI: 10.1007/978-981-99-1517-0_12
 3. Ob utverzhdenii Pravil perevozok gruzov avtomobilnym transportom i o vnesenii izmeneniy v punkt 2.1.1 Pravil dorozhnogo dvizheniya Rossiyskoy Federatsii: postanovlenie Pravitelstva Ros. Federattssii ot 21 dekabrya 2020 g. No. 2200 (In Russian)
 4. Ob utverzhdenii Federalnykh aviatsionnykh pravil «Obshchie pravila vozдушnykh perevozok passazhirov, bagazha, gruzov i trebovaniya k obsluzhivaniyu passazhirov, gruzootpraviteley, gruzopoluchateley»: prikaz Ministerstva transporta Rossiyskoy Federatsii ot 28 iyunya 2007 g. № 82. (In Russian)
 5. Ob utverzhdenii Pravil perevozok zheleznodorozhnym transportom gruzov v otkrytom podvizhnym sostave: Prikaz Mintransa Rossii ot 14.01.2020 No. 9. Zaregistrirовано v Minyuste Rossii 28.04.2020 No. 58239. (In Russian)
 6. Ob utverzhdenii Pravil bezopasnosti morskoy perevozki gruzov (s izmeneniyami i do-polneniyami): Prikaz Mintransa RF ot 21 aprelya 2003 g. No. VR-1/p. (In Russian)
 7. Shatunova E.A., Lagerev I.A. Analysis of the technical and organizational capabilities of helicopters for the deployment of mobile rope-



канатных дорог на базе аэромобильных канатных установок // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2023. № 3. С. 255-268. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-255-268

8. Шатунова Е.А., Лагерев И.А. Анализ технико-организационных возможностей специальных колесных шасси для развертывания мобильных канатных дорог на базе аэромобильных канатных установок // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2023. № 4. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-357-368

9. Rodrigue J.-P., Comtois C., Slack B. The Geography of Transport Systems. New York: Routledge, 2006. 284 p.

10. Объединенная авиастроительная корпорация (ОАК) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.uacrussia.ru/ru/> (дата обращения 10.11.2025).

11. Авиационный комплекс имени С. В. Ильюшина [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Авиационный_комплекс_имени_С._В._Ильюшина (дата обращения 10.11.2025).

12. Туполев [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.tupolev.ru/> (дата обращения 10.11.2025).

13. Concepts - Embraer Commercial Aviation Sustainability [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://embraercommercialaviationsustainability.com/concepts/> (дата обращения 10.11.2025).

14. Short Brothers [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/Short_Brothers (дата обращения 10.11.2025).

15. Dornier Aircraft [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://aviastar.org/air/germany/a_dornier.php (дата обращения 10.11.2025).

16. Airbus | Pioneering sustainable aerospace [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.airbus.com/en> (дата обращения 10.11.2025).

17. Boeing: The Boeing Company Official Website [Электронный ресурс]. – Режим до-

ways based on airmobile rope units. *Nauchno-tehnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No.3, pp. 255-268. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-255-268 (In Russian)

8. Shatunova E.A., Lagerev I.A. Analysis of technical and organizational capabilities of special wheeled chassis for the deployment of mobile ropeways based on airmobile rope units. *Nauchno-tehnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No.4, pp. 357-368. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-357-368 (In Russian)

9. Rodrigue J.-P., Comtois C., Slack B. The Geography of Transport Systems. New York, Routledge, 2006. 284 p.

10. Obedineniya aviastroitelnaya korporatsiya (OAK) [site]. – Available at: <https://www.uacrussia.ru/ru/> (дата обращения 10.11.2025).

11. Aviationsionnyy kompleks imeni S.V. Il'yushina [site]. – Available at: https://ru.wikipedia.org/wiki/Авиационный_комплекс_имени_С._В._Ильюшина (accessed 10.11.2025). (In Russian)

12. Tupolev [site]. – Available at: <https://www.tupolev.ru/> (accessed 10.11.2025). (In Russian)

13. Concepts - Embraer Commercial Aviation Sustainability [site]. – Available at: <https://embraercommercialaviationsustainability.com/concepts/> (accessed 10.11.2025).

14. Short Brothers [site]. – Available at: https://en.wikipedia.org/wiki/Short_Brothers (accessed 10.11.2025).

15. Dornier Aircraft [site]. – Available at: https://aviastar.org/air/germany/a_dornier.php (accessed 10.11.2025).

16. Airbus | Pioneering sustainable aerospace [site]. – Available at: <https://www.airbus.com/en> (accessed 10.11.2025).

17. Boeing: The Boeing Company Official Website [site]. – Available at: <https://www.boeing.com/> (accessed 10.11.2025).

18. Leading Aerospace and Defense | Lockheed Martin [site]. – Available at: <https://www.lockheedmartin.com/> (accessed 10.11.2023).



- ступа: <https://www.boeing.com/> (дата обращения 10.11.2025).
18. Leading Aerospace and Defense | Lockheed Martin [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.lockheedmartin.com/> (дата обращения 10.11.2023).
19. McDonnell Douglas [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/McDonnell_Douglas (дата обращения 10.11.2025).
20. Cessna Aircraft | Jet Turboprop and Piston Models [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/McDonnell_Douglas (дата обращения 10.11.2025).
21. Fairchild Aircraft Ltd. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://en.wikipedia.org/wiki/Fairchild_Aircraft_Ltd.](https://en.wikipedia.org/wiki/Fairchild_Aircraft_Ltd) (дата обращения 10.11.2025).
22. CASA (aircraft manufacturer) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://en.wikipedia.org/wiki/CASA_\(aircraft_manufacturer\)](https://en.wikipedia.org/wiki/CASA_(aircraft_manufacturer)) (дата обращения 10.11.2025).
23. PT. Dirgantara Indonesia (Persero) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://en.wikipedia.org/wiki/CASA_\(aircraft_manufacturer\)](https://en.wikipedia.org/wiki/CASA_(aircraft_manufacturer)) (дата обращения 10.11.2025).
24. Alenia Aeronautica [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/Alenia_Aeronautica (дата обращения 10.11.2025).
25. Home | De Havilland [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://dehavilland.com/en> (дата обращения 10.11.2025).
26. 中航西安飞机工业集团股份有限公司 - 中航西飞 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.xac.com.cn/> (дата обращения 10.11.2025).
27. Shaanxi Aircraft Corporation [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Shaanxi_Aircraft_Corporation (дата обращения 10.11.2025).
28. The aircraft — Fokker Next Gen [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.fokkernextgen.com/the-aircraft> (дата обращения 10.11.2025).
29. Dassault Aviation, a major player to aeronautics [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.dassault->
19. McDonnell Douglas [site]. – Available at: https://en.wikipedia.org/wiki/McDonnell_Douglas (accessed 10.11.2025).
20. Cessna Aircraft | Jet Turboprop and Piston Models [site]. – Available at: https://en.wikipedia.org/wiki/McDonnell_Douglas (accessed 10.11.2025).
21. Fairchild Aircraft Ltd. [site]. – Available at: [https://en.wikipedia.org/wiki/Fairchild_Aircraft_Ltd.](https://en.wikipedia.org/wiki/Fairchild_Aircraft_Ltd) (accessed 10.11.2025).
22. CASA (aircraft manufacturer) [site]. – Available at: [https://en.wikipedia.org/wiki/CASA_\(aircraft_manufacturer\)](https://en.wikipedia.org/wiki/CASA_(aircraft_manufacturer)) (accessed 10.11.2025).
23. PT. Dirgantara Indonesia (Persero) [site]. – Available at: [https://en.wikipedia.org/wiki/CASA_\(aircraft_manufacturer\)](https://en.wikipedia.org/wiki/CASA_(aircraft_manufacturer)) (accessed 10.11.2025).
24. Alenia Aeronautica [site]. – Available at: https://en.wikipedia.org/wiki/Alenia_Aeronautica (accessed 10.11.2025).
25. Home | De Havilland [site]. – Available at: <https://dehavilland.com/en> (accessed 10.11.2025).
26. 中航西安飞机工业集团股份有限公司 - 中航西飞 [site]. – Available at: <https://www.xac.com.cn/> (accessed 10.11.2025).
27. Shaanxi Aircraft Corporation [site]. – Available at: https://ru.wikipedia.org/wiki/Shaanxi_Aircraft_Corporation (accessed 10.11.2025).
28. The aircraft — Fokker Next Gen [site]. – Available at: <https://www.fokkernextgen.com/the-aircraft> (accessed 10.11.2025).
29. Dassault Aviation, a major player to aeronautics [site]. – Available at: <https://www.dassault-aviation.com/en/> (accessed 10.11.2025).
30. Air | Kawasaki Heavy Industries [site]. – Available at: <https://global.kawasaki.com/en/mobility/air/> (accessed 10.11.2025).
31. Transportnyy samolyot [site]. – Available at: https://ru.wikipedia.org/wiki/Транспортный_с



- aviation.com/en/ (дата обращения 10.11.2025).
30. Air | Kawasaki Heavy Industries [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://global.kawasaki.com/en/mobility/air/> (дата обращения 10.11.2025).
31. Транспортный самолёт [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Транспортный_самолёт (дата обращения 10.11.2025).
32. Burby R.J., Kuhlman W.H. Cargo Logistics Airlift Systems Study (CLASS). New York: Langley Research Center, National Aeronautics and Space Administration, 1978.
33. Ан-12 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Ан-12> (дата обращения 10.11.2025).
34. Ан-26 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Ан-26> (дата обращения 10.11.2025).
35. Ил-112В [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Ил-112В> (дата обращения 10.11.2025).
36. Ил-276 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Ил-276> (дата обращения 10.11.2025).
37. Ил-76 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Ил-76> (дата обращения 10.11.2023).
38. Современная транспортная авиация [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.airwar.ru/craftnow.html> (дата обращения 10.11.2025).
39. Alenia (LMATTS) C-27J Spartan [site]. – Available at: <http://www.airwar.ru/enc/craft/c27j.html> (accessed 10.11.2025).
40. CASA C-212 Aviocar [site]. – Available at: https://en.wikipedia.org/wiki/CASA_C-212_Aviocar (accessed 10.11.2025).
41. CASA/IPTN CN-235 [site]. – Available at: https://en.wikipedia.org/wiki/CASA/IPTN_CN-235 (accessed 10.11.2025).
42. Fokker F.50 Troopship [site]. – Available at: <http://www.airwar.ru/enc/craft/f50.html> (accessed 10.11.2025).
43. Short C-23 Sherpa [site]. – Available at: <http://www.airwar.ru/enc/craft/c23.html> (accessed 10.11.2025).
44. Boeing C-40 Clipper [site]. – Available at: https://en.wikipedia.org/wiki/Boeing_C-40_Clipper (accessed 10.11.2025).
45. Embraer KC-390 [site]. – Available at: <http://www.airwar.ru/enc/craft/kc390.html> (accessed 10.11.2025).
46. Kawasaki C-2 (C-X) [site]. – Available at: <http://www.airwar.ru/enc/craft/cx.html> (accessed 10.11.2025).

42. Fokker F.50 Troopship [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.airwar.ru/enc/craft/f50.html> (дата обращения 10.11.2025).
43. Short C-23 Sherpa [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.airwar.ru/enc/craft/c23.html> (дата обращения 10.11.2025).
44. Boeing C-40 Clipper [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/Boeing_C-40_Clipper (дата обращения 10.11.2025).
45. Embraer KC-390 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.airwar.ru/enc/craft/kc390.html> (дата обращения 10.11.2025).
46. Kawasaki C-2 (С-X) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.airwar.ru/enc/craft/cx.html> (дата обращения 10.11.2025).
47. McDonnell Douglas (Boeing) C-17 Globemaster III [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.airwar.ru/enc/craft/c17.html> (дата обращения 10.11.2025).
48. Xian Y-20 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.airwar.ru/enc/craft/y20.html> (дата обращения 10.11.2025).
49. ГОСТ Р 53428-2009. Оборудование бортовое и наземное для обслуживания авиационных грузовых перевозок. Термины и определения. Введ. 2009-11-26. М.: Стандартинформ, 2010.
50. Грузовые авиаперевозки. Характеристики грузовых отсеков воздушных судов. Транспортно-экспедиционная компания Караван-транс [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.caravan.msk.ru/load.htm> (дата обращения 10.11.2025).
51. Справочник по загрузке ВС [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ataint.ru/advantage/information.php> (дата обращения 10.11.2025).
52. Технические характеристики грузовых самолетов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://glx.su/tekhnicheskie-harakteristiki-samoletov/> (дата обращения 10.11.2025).
53. Корнеев В.А. Особенности работы лоуд-мастера грузового самолета. М.: Издательские решения, 2017. 60 с.
54. Tipy vozдушnykh sudov – klassifikatsiya gruzovykh vozдушных судов [site]. – Available at: <https://instels.ru/stati/tipy-vozdushnyh-sudov/> (accessed 10.11.2025). (In Russian)
55. Cargo_Aircraft_Guide_RUS.pdf [site]. – Available at: https://www.volgadnepr.com/files/brochure/190219-en/Cargo_Aircraft_Guide _RUS.pdf (accessed 10.11.2025). (In Russian)
56. GOST 20917-87 Aircraft containers. Types, basic parameters and dimensions. Moscow, IPK Izdatelstvo standartov, 2003. 4 p. (In Russian)
57. AirBridgeCargo Airlines - Tipy pallet i konteynerov (ULD) [site]. – Available at: <https://www.airbridgecargo.com/ru/page/70/tipw-pallet-i-kontejnerov-uld> (accessed 10.11.2025).
58. Lagerev A.V. Justification and analysis of the principle of ensuring the universality of

лоуд-мастера грузового самолета. М.: Издательские решения, 2017. 60 с.

54. Типы воздушных судов – классификация грузовых воздушных судов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://instels.ru/stati/tipy-vozdushnyh-sudov/> (дата обращения 10.11.2025).

55. Cargo_Aircraft_Guide_RUS.pdf [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.volga-dnepr.com/files/brochure/190219-en/Cargo_Aircraft_Guide _RUS.pdf (дата обращения 10.11.2025).

56. ГОСТ 20917-87. Контейнеры авиационные. Типы, основные параметры и размеры. Введ. 1988-07-01. М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. 4 с.

57. AirBridgeCargo Airlines - Типы паллет и контейнеров (ULD) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.airbridgecargo.com/ru/page/70/tipw-pallet-i-kontejnerov-uld> (дата обращения 10.11.2025).

58. Лагерев А.В. Обоснование и анализ принципа обеспечения универсальности габаритных размеров аэромобильных канатных установок в транспортном состоянии // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2023. №3. С. 239-254. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-239-254

59. Александров М.П. Грузоподъемные машины. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высш. шк., 2000. 552 с.

60. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1989. 536 с.

61. Лагерев И.А., Лагерев А.В. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации. Брянск: РИО БГУ, 2018. 190 с. DOI: 10.5281/zenodo.1294622

62. Белецкий Б.Ф., Булгакова И.Г. Строительные машины и оборудование. Ростов-на-Дону: Феникс, 2005. 608 с.

63. Соколов С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. СПб.: Политехника, 2005. 423 с.

the airmobile rope units overall dimensions in transport condition. *Nauchno-tehnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No.3, pp. 239-254. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-239-254 (In Russian)

59. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU imeni N.E. Baumana, 2000. 552 p. (In Russian)

60. Vaynson A.A. *Podemno-transportnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 536 p. (In Russian)

61. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremen-naya teoriya manipulatsionnykh system mobilnykh mnogotselevykh transportno-tehnologicheskikh mashin i kompleksov. Konstruktsiya i usloviya ekspluatatsii* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Design and operating conditions]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2018. 190 p. DOI: 10.5281/zenodo.1294622 (In Russian)

62. Beletskiy B.F., Bulgakova I.G. *Stroitel-nye mashiny i oborudovaniya* [Construction machinery and equipment]. Rostov-na-Donu, Feniks, 2005. 608 p. (In Russian)

63. Sokolov S.A. *Metallicheskie konstruktii podemno-transportnykh mashin* [Lifting-transport machines metall constructions]. SPb, Politekhnika, 2005. 423 p. (In Russian)

64. *Spravochnik po kranam. Tom 2* [Handbook on cranes. Vol. 2]. Leningrad, Mashinostroenie, 1987. 536 p. (In Russian)

65. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Nadezhnost i bezopasnost ekspluatatsii mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Reliability and safety of operation of mobile transport and overloading rope complexes]. Bryansk, RISO BGU, 2022. 207 p. (In Russian)

66. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Managing the operational capabilities of mobile ropeways based on autonomous self-propelled wheeled chassis. In: Upadhyay R.K., Sharma S.K., Kumar V. (eds). *Recent Advanced in Transportation Systems. Lecture Notes in Intelligent Transportation and Infrastructure*. Springer, Cham, 2026. DOI: 10.1007/978-981-99-1517-

64. Справочник по кранам: в 2-х т. / Под ред. М.М. Гохберга. Л.: Машиностроение, 1987. Т. 1. 536 с.

65. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И. Надежность и безопасность эксплуатации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2022. 207 с.

66. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Managing the operational capabilities of mobile ropeways based on autonomous self-propelled wheeled chassis / Upadhyay R.K., Sharma S.K., Kumar V. (eds) // Recent Advanced in Transportation Systems. Lecture Notes in Intelligent Transportation and Infrastructure. Cham: Springer, 2026. DOI: 10.1007/978-981-99-1517-0_12

УДК (УДК) 681.523

РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДА БУЛЬДОЗЕРА

CALCULATION OF DESIGN PARAMETERS OF THE BULLDOZER HYDRAULIC DRIVE

Летопольский А.Б., Тетерина И.А.
Letopolsky A.B., Teterina I.A.

Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Одним из основных параметров гидропривода перемещения рабочего органа строительно-дорожных машин является скорость перемещения поршня гидроцилиндра. В настоящее время скорость перемещения выбирается рядом известных способов и равна 0,2-0,38 м/с. Практика эксплуатации строительно-дорожных машин показывает, что такие скорости являются недостаточными. К достоинствам системы управления с гидроаккумулятором можно отнести возможность изменения скорости перемещения рабочего органа и упрощение конструкции гидрораспределителя. Сформулированы и представлены преимущества применения аккумулятора в гидроприводе бульдозера. В работе отражены расчетная схема работы привода с гидроаккумулятором без соединения со штоковой полостью и схема с включением гидроаккумулятора вместе со штоковой полостью. Выделены основные параметры насосно-аккумуляторного привода, от которых напрямую зависит производительность и эффективность работы машины. К таким параметрам относятся: максимальное и минимальное давление аккумулятора, давление предварительной зарядки, полезный объем аккумулятора, конструктивный объем аккумулятора. Выведены расчетные зависимости для определения основных параметров насосно-аккумуляторного привода. Представлены некоторые результаты теоретических исследований. Графически представлены зависимости влияния зарядки гидроаккумулятора на параметры привода и влияние пригруза на параметры привода с гидроаккумулятором по положению рабочего органа. Теоретически доказано, что предложенные схемы позволяют увеличить скорость вертикального перемещения рабочего органа.

Abstract. One of the main parameters of the hydraulic drive for moving the working element of road construction machines is the speed of movement of the hydraulic cylinder piston. Currently, the speed of movement is selected by a number of known methods and is equal to 0.2-0.38 m/s. The practice of operating construction and road machinery shows that such speeds are insufficient. The advantages of a control system with a hydraulic accumulator include the ability to change the speed of movement of the working element and a simplified design of the hydraulic distributor. The advantages of using an accumulator in a bulldozer hydraulic drive are formulated and presented. The work reflects the calculation scheme of the operation of the drive with a hydraulic accumulator without connection to the rod cavity and the scheme with the inclusion of the hydraulic accumulator together with the rod cavity. The main parameters of the pump-accumulator drive, on which the productivity and efficiency of the machine directly depend, are highlighted. These parameters include: maximum and minimum accumulator pressure, pre-charge pressure, useful accumulator volume, and design accumulator volume. Calculation dependencies for determining the main parameters of the pump-accumulator drive are derived. Some results of theoretical studies are presented. Dependencies of the influence of the hydraulic accumulator charging on the drive parameters and the influence of the load on the drive parameters with the hydraulic accumulator according to the position of the working element are graphically presented. It has been theoretically proven that the proposed schemes allow increasing the speed of vertical movement of the working element.

Ключевые слова: строительно-дорожная машина,, бульдозер, гидроаккумулятор, гидропривод, отвал

Keywords: road construction machine, bulldozer, hydraulic accumulator, hydraulic drive, blade

Дата получения статьи: 18.06.2025
Дата принятия к публикации: 30.08.2025
Дата публикации: 25.12.2025

Date of manuscript reception: 18.06.2025
Date of acceptance for publication: 30.08.2025
Date of publication: 25.12.2025



Сведения об авторах:

Тетерина Ирина Алексеевна – кандидат технических наук, старший научный сотрудник ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,
e-mail: iateterina@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8012-8511>

Летопольский Антон Борисович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой "Строительная, подъемно-транспортная и нефтегазовая техника" ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: Antooooon-85@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3503-131X>

Authors' information:

Irina A. Teterina – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI),
e-mail: iateterina@mail.ru

ORCID: 0000-0001-8012-8511

Anton B. Letopolsky – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of "Construction, hoisting and transport and oil and gas equipment", Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), e-mail: Antooooon-85@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3503-131X>

1. Введение

Значительная доля общего объема земляных работ выполняется строительно-дорожными машинами. Они успешно применяются как на объектах с небольшим объемом земляных работ, так и на крупных стройках, где используются не только как вспомогательные агрегаты, но и в качестве основных машин для разработки и перемещения значительных объемов грунта. Высокая эффективность предопределила их широкое применение при строительстве каналов, гидроэлектростанций, шоссейных и железных дорог, а также при добычи полезных ископаемых, прокладке нефте- и газопроводов [1].

В условиях современного производства большое значение приобретает повышение рабочих скоростей строительно-дорожных машин как одного из важных условий технического прогресса в строительстве [2].

Непрерывно изменяющиеся условия работы строительно-дорожных машин требуют установки рациональных систем управления, позволяющих выполнить процесскопания на оптимальных режимах. При этом для увеличения средней рабочей скорости строительно-дорожной машины все большее значение играет скорость управляющего воздействия, обеспечиваемая оператором через привод перемещения рабочего органа [1].

2. Основная часть

Наибольшая эффективность управления процессомкопания достигается в тех случа-

ях, когда возможности оператора и параметры привода перемещения рабочего органа наилучшим образом согласованы с характеристиками объекта управления, по характеру его нагрузок и требованиям, предъявляемым к качеству технологического процесса [3].

Целью данного исследования является необходимость подтверждения работоспособности применения насосно-аккумуляторного привода для отвала бульдозера.

На рис. 1 представлен общий бульдозера с отвалом и рыхлителем в виде рабочего оборудования.

Наиболее применяемыми являются схемы включения гидроаккумулятора приведенные на рис. 2 и 3.

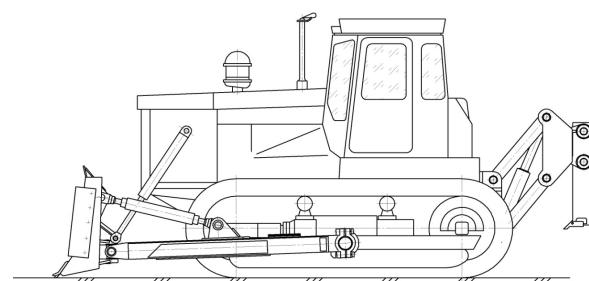


Рис.1. Общий вид строительно-дорожной машины с исполнительными рабочими органами управляемыми гидроприводом

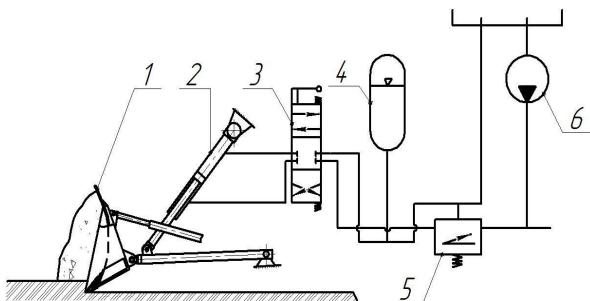


Рис. 2. Схема привода с гидроаккумулятором и управлением через золотник

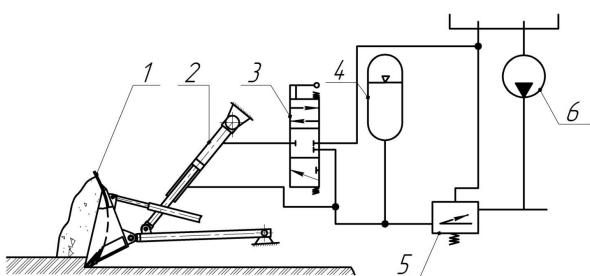


Рис. 3. Схема привода с гидроаккумулятором, соединенным со штоковой полостью

Работа привода с обычным включением гидроаккумулятора видна из схемы, представленной на рис. 1. Управление приводом перемещения рабочего органа бульдозерного агрегата изображенного на схеме, представленной на рис. 2 осуществляется следующим образом. В нейтральном положении золотника распределителя 3 верхняя полость силового цилиндра перекрыта. Гидроаккумулятор соединен со штоковой полостью. Насос 5 через автомат разгрузки заполняет аккумулятор жидкостью и после достижения верхнего предельного давления переключается на слив. Штоковая полость силового цилиндра находится под давлением жидкости, которое распространяется и на поршневую полость до распределителя [4, 5].

Таким образом, вся система гидропривода, кроме сливной магистрали от распределителя, находится под давлением.

Смещением золотника вниз штоковая и поршневая полости силового цилиндра соединяются с гидроаккумулятором. Впоследствии разности усилий, развиваемых в нижней и верхней полостях цилиндра, рабочий орган опускается вниз. При этом жидкость

из штоковой полости перетекает в поршневую, что устраняет разрыв потока жидкости, наблюдаваемой у насосного и насосно-аккумуляторного привода в обычной компоновке, обеспечивая безкавитационный режим работы гидропривода [4].

Смещение золотника распределителя (3) вверх соединит поршневую полость силового цилиндра со сливом, а поршень цилиндра будет перемещаться вверх под действием жидкости подаваемой из аккумулятора.

В ходе исследований [6, 7] предложенной схемы установлено, что явление податливости магистралей и сжимаемость жидкости в момент переключения распределителя, которые влияют на запаздывание привода, практически отсутствуют.

Достоинством данной схемы привода является также увеличение коэффициента полезного действия насосно-аккумуляторного привода. Обычно на перемещение рабочего органа вниз больших усилий не требуется, но расход жидкости при этом большой. В насосно-аккумуляторной схеме в обычном исполнении основная энергия аккумулятора при заглублении рабочего органа уходит на нагрев жидкости, и лишь небольшая ее часть совершает полезную работу. В предложенной схеме этот процесс происходит намного экономичней [4].

Следует отметить также значительное упрощение распределителя. Управление перемещением рабочего органа осуществляется секционным золотником. Нижняя полость силового цилиндра увеличивает объем гидроаккумулятора [7].

В общем случае применение аккумулятора в гидроприводе позволяет:

1. Возмещать потерянную производительность насоса в связи с перегрузкой силового двигателя (при снижении угловой частоты вала двигателя).

2. Компенсировать уменьшение производительности насоса при перегрузке гидропривода и создавать запас энергии для увеличения скорости перемещения рабочего органа.

3. Обеспечить скорость перемещения рабочего органа за счет аккумуляторной энергии.

4. Сглаживать пульсации давлений в напорной гидролинии и соответственно увеличить ресурс (в 2 и более раз) работы гибких рукавов и других элементов гидропривода.

5. Упростить установленный гидрораспределитель.

6. Регулировать скорость перемещения рабочего органа с большим коэффициентом полезного действия чем при насосном приводе [2, 8].

При выборе рабочих и конструктивных параметров гидроаккумулятора руководствуются в основном стремлением получить минимальные значения его объема и веса. При этом к основным параметрам насосно-аккумуляторного привода относятся следующие:

P_2 – максимальное давление аккумулятора, при котором происходит переключение насоса на слив;

P_1 – минимальное давление аккумулятора, при котором происходит подключение насоса на зарядку аккумулятора;

P_0 – давление предварительной зарядки гидроаккумулятора (давление воздуха в воздушной полости или усилие затяжки пружины на 1 см площади поршня гидроцилиндра);

V_n – полезный объем аккумулятора;

V_k – конструктивный объем аккумулятора.

Оптимальные соотношения между давлениями P_0 и P_2 с достаточной для практических целей точностью рекомендуются следующие:

$$P_1 = P_2(1 - \delta), \quad (1)$$

где $\delta = 0,15 \dots 0,2$.

$$P_0 = 0,9 \cdot P_1. \quad (2)$$

Причем минимальное давление в аккумуляторе следует принимать не меньше чем номинальное давление в гидроцилиндре

$$P_1 \geq P_H. \quad (3)$$

Выбор и расчет полезного V_n и конструктивного V_k объемов гидроаккумулятора рекомендуется производить исходя из условия обеспечения работы исполнительных органов гидропривода от насоса и аккумулятора, т.е.

$$Q = Q_H + Q_A \quad (4)$$

где Q – расход в гидросистеме; Q_H – расход насоса; Q_A – расход масла из аккумулятора.

Расход в гидросистеме, выраженный через мощность на штоке и давление в напорной полости гидроцилиндра может быть определен по формуле

$$Q = \frac{N}{P_H} \cdot \eta = \frac{F \cdot v}{P_H}, \quad (5)$$

где P_H – давление в напорной полости гидроцилиндра; η – коэффициент полезного действия; N – полезная мощность на штоке; v – скорость штока.

Расход аккумулятора Q_A рекомендуется определять через удельный расход насоса q с целью выполнения условия компенсации израсходованного объема масла аккумулятора V_n за время t_3 между двумя включениями приводов на нагрузку.

$$V_n = q \cdot \eta_0 \cdot \omega \cdot t_3, \quad (6)$$

$$Q_A = q \cdot \eta_0 \cdot \omega \cdot \frac{t_3}{t_p}, \quad (7)$$

где ω – частота вращения вала насоса; η_0 – объем коэффициента полезного действия; t_p – время разрядки аккумулятора на привод:

$$t_p = \frac{h \cdot S_A}{Q}, \quad (8)$$

где h – величина обработанного хода цилиндра (рекомендуется принимать h_{max}); S_A – площадь аккумулятора.

Удельный расход насоса определен исходя по формуле

$$q = \frac{F \cdot v \cdot \eta}{P_H \omega \eta \left[1 - t_3 \frac{Q_H}{h S_n} \right]}. \quad (9)$$

По величине удельного расхода и P_2 подобран тип и марка насоса. Полезный объем аккумулятора V_n определен по (12).

В машиностроении применяются различные типы аккумуляторов, в основе которых присутствуют как пружинные, так и пневматические элементы [9, 10].



В пружинный гидроаккумулятор давление жидкости создается усилием, развивающимся при сжатии (реже растяжении) пружин. Давление жидкости p в пружинных гидроаккумуляторах определяется из выражения:

$$p = \frac{P_{\Pi}}{S_{\Pi}} - R_T, \quad (10)$$

где P_{Π} – усилие, развиваемое пружиной; S_{Π} – полезная площадь поршня гидроцилиндра; R_T – усилие трения поршня о гидроцилиндр,

$$P_{\Pi} = C(Z_0 - Z), \quad (11)$$

где C – коэффициент жесткости пружин; Z_0 , Z – начальное и текущее значение положения поршня гидроцилиндра.

В пружинном гидроаккумуляторе накапливающийся объем рабочей жидкости V_{Π} зависит от площади поршня F или разности площадей поршня и штока и его перемещения ΔZ

$$V_{\Pi} = F \cdot \Delta Z. \quad (12)$$

Задавшись значениями диаметров аккумуляторов и рассчитав после определения необходимого объема V_{Π} аккумулятора, можно найти перемещение его поршня или деформацию пружины

$$\Delta Z = \frac{V_{\Pi}}{F}. \quad (13)$$

При заданных величинах наибольшего P_2 и минимального P_1 давлений жидкости в гидроаккумуляторе величина хода поршня зависит от жесткости пружины C .

$$\Delta Z = \frac{P_2 \cdot F - P_1 \cdot F}{C}. \quad (14)$$

Принимая перемещение поршня ΔZ из условия необходимого объема гидроаккумулятора, получим

$$C = \frac{\Delta P \cdot F}{V_{\Pi}}, \quad (15)$$

где $\Delta P = P_2 - P_1$.

Пружинные гидроаккумуляторы обеспечивают соответствующие давление и расход жидкости при определенных значениях жесткости пружины.

В результате расчета пружины должны быть получены следующие основные данные:

D – средний диаметр пружины; d – диаметр проволоки; h – шаг пружины, j – число рабочих витков; C – жесткость пружины; P_{Π} – усилие; z – деформация пружины.

При расчете пружины из конструктивных соображений принимается средний диаметр пружины [11]

$$D = D_a + 2\delta_1 + 2\delta_2 + d, \quad (16)$$

где δ_1 и δ_2 – толщина стенки аккумулятора и зазора между цилиндром аккумулятора и пружиной; D_a – диаметр поршня аккумулятора.

Рабочие формулы для расчета пружин сжатия-растяжения, приведенные ниже, базируются на известных зависимостях [12, 13]:

$$\tau = \frac{8D \cdot p_{\Pi}}{G \cdot d^3} \leq [\tau], \quad (17)$$

где τ – касательное напряжение (при кручении); $G \approx 8 \cdot 10^5$ кг/см² – модуль сдвига.

Диаметр проволоки пружины определяется по зависимости:

$$d = 1,37^3 \sqrt{\frac{DP_{\Pi}}{[\tau]}}. \quad (18)$$

Деформация пружины z

$$z = \frac{F_p \cdot P_2}{C}; z_0 = \frac{F \cdot P_2}{C} \quad (19)$$

Число рабочих витков равно

$$i = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D \cdot C}. \quad (20)$$

Общее число витков

$$i_0 = i + 2. \quad (21)$$

Шаг пружины

$$h = 1,1d + \frac{z}{i}. \quad (22)$$

Длина пружины в свободном состоянии

$$l = ih + d. \quad (23)$$

Длина пружины при давлении в аккумуляторе P_2

$$l_0 = l - \frac{P_2 F}{C} \quad (24)$$

при P_1

$$l_0' = l - \frac{P_1 F}{C}. \quad (25)$$

Длина заготовки (проводки или прутка)

$$L = 3,2D \cdot i_0. \quad (26)$$



Так как цилиндр гидроаккумулятора в зависимости от конструкции пружинного аккумулятора является своего рода гильзой, оценку устойчивости сжатия можно не производить.

3. Результаты исследования

Предварительная зарядка аккумулятора и максимальное давление жидкости оказывают большое влияние на динамические параметры привода. Значения динамических параметров привода рабочего органа с гидроаккумулятором при различном давлении жидкости приведены на рис. 4.

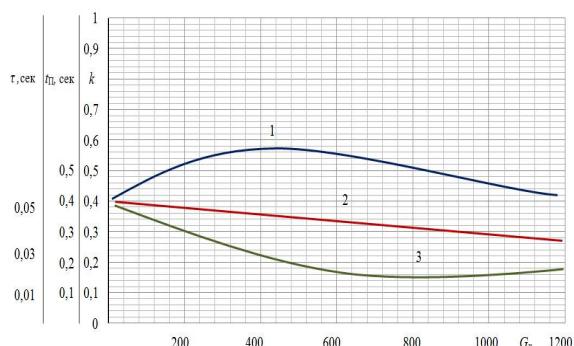


Рис. 4. Влияние пригруза на параметры привода с гидроаккумулятором по положению рабочего органа (аккумулятор и насос НШ-32): 1 – t_{π} ; 2 – k ; 3 – τ

Из рис. 4 можно сделать вывод, что наибольшее изменение происходит за время запаздывания привода τ , которое при максимальном давлении жидкости в гидроаккумуляторе примерно равно 0,076 с. При этом необходимо отметить, что в общем случае, по сравнению с насосным приводом, время запаздывания значительно ниже. Время переходного процесса t_{π} по исследуемым параметрам изменяется от 0,31 с. до 0,58 с. Относительно большее значение времени переходного процесса объясняется колебательным характером перемещения рабочего органа.

Таким образом, на характеристику привода перемещения рабочего органа с гидроаккумулятором, включенным в штоковую полость силового цилиндра, основное влияние оказывает величина предварительного давления зарядки аккумулятора.

Влияние пригруза на изменение времени переходного процесса представлено на рис. 5. С увеличением пригруза коэффициент усиления k изменяется незначительно по сравнению с насосным приводом. Несколько уменьшается время запаздывания.

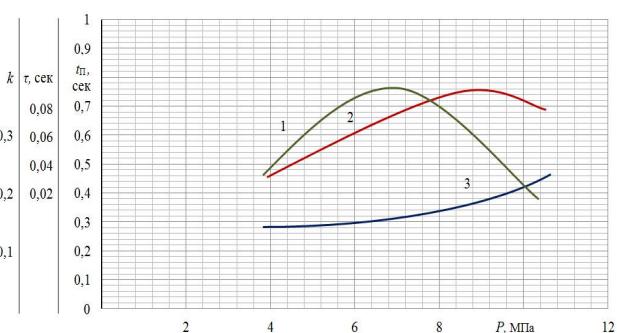


Рис.5. Влияние зарядки гидроаккумулятора на параметры привода по положению рабочего органа: 1 – k ; 2 – τ ; 3 – t_{π}

С увеличением пригруза на рабочем органе коэффициент усиления несколько снижается, время переходного процесса увеличивается. Необходимо отметить, что изменение показателей привода от пригруза значительно ниже, чем в других системах привода.

В результате проведенных исследований предложенной схемы (рис. 2) установлено, что явление сжимаемости в момент переключения распределителя, которое влияет на запаздывание привода, практически отсутствует. Достоинством данной схемы привода является также увеличение коэффициента полезного действия насосно-аккумуляторного привода.

4. Обсуждение и выводы

Наличие гидроаккумуляторов позволяет не только снизить мощность применяемых на базовых машинах гидронасосов, но и в значительной степени повысить скорость перемещения рабочего органа.

В результате проведенной работы установлено:

- Показатели привода (скорость перемещения, запаздывание и время переходного процесса) носят более стабильный характер при установке привода перемещения рабочего органа с гидроаккумулятором, включ-



ченным в штоковую полость силового цилиндра.

2. К достоинствам системы управления с гидроаккумулятором следует отнести возможность изменения перемещения рабочего органа и упрощение конструкции гидрораспределителя.

Список литературы

- Мещеряков В.А., Летопольский А.Б., Николаев Д.И., Тетерина И.А. Цифровые технологии автоматизированного сбора экспериментальных данных о рабочем процессе экскаватора // Автоматизация в промышленности. 2023. № 2. С. 30-32. DOI: 10.25728/avtprom.2024.03.06
- Летопольский А.Б., Тетерина И.А., Сухарев Р.Ю. Дорожные и строительные машины. Омск: СибАДИ, 2024. 147 С.
- Нилов В.А., Жулай В.А. Повышение эффективности транспортирования грунта отвалом бульдозера // Строительные и дорожные машины. 2022. № 1. С. 11-13.
- Галдин Н.С., Семенова И.А. Системный подход к созданию гидравлических импульсных систем строительных машин // Вестник машиностроения. 2018. № 10. С. 3-6.
- Жулай В.А., Тюнин В.Л., Щиенко А.Н. Влияние технических характеристик бульдозера на его производительность // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2024. № 2. С. 534-537.
- Прокопенко В.С., Бабкин М.С., Рябцева Л.А. Анализ конструкций бульдозера // Проблемы научной мысли. 2019. Т. 2. № 2. С. 51-54.
- Баловнев В.И., Данилов Р.Г. Бульдозеры // Строительные и дорожные машины. 2021. № 6. С. 9-18. DOI: 10.24412/2071-6168-2024-2-534-535
- Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace // Journal of Physics: Conf. Series. Electronic collection. 2020. C. 012097. DOI:10.1088/1742-6596/1441/1/012097
- Зедгенизов В.Г., Ляпина В.Н. Гид-

3. Результаты исследований гидроаккумуляторного привода перемещения рабочего органа бульдозера позволяют рекомендовать установку гидроаккумулятора включенного непосредственно в штоковую полость цилиндра.

References

- Meshherjakov V.A., Letopol'skij A.B., Nikolaev D.I., Teterina I.A. Cifrovye tehnologii avtomatizirovannogo sбora eksperimentalnykh dannyh o rabochem protsesse ekskavatora. *Avtomatizacija v promyshlennosti*. 2023. No. 2. pp. 30-32. DOI: 10.25728/avtprom.2024.03.06. (In Russian)
- Letopolskij A.B., Teterina I.A., Suharev R.Yu. *Dorozhnye i stroitelnye i mashiny*. Omsk, SibADI, 2024. 147 p. (In Russian)
- Nilov V.A., Zhulaj V.A. Povyshenie jefektivnosti transportirovaniya grunta otvalom bul'dozera. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*. 2022. No. 1. pp. 11-13. (In Russian)
- Galdin N.S., Semenova I.A. Sistemnyy podkhod k sozdaniyu gidravlicheskikh impu'l'snyh sistem stroitelnyh mashin. *Vestnik mashinostroenija*. 2018. № 10. pp. 3-6. (In Russian)
- Zhulaj V.A., Tjunin V.L., Shhienko A.N. Vlijanie tehnicheskikh harakteristik bul'dozera na ego proizvoditelnost. *Izvestija Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tehnickie nauki*. 2024. № 2. pp. 534-537. (In Russian)
- Prokopenko V.S., Babkin M.S., Rjabceva L.A. Analiz konstrukcij buldozera. *Problemy nauchnoj mysli*. 2019. T. 2. № 2. pp. 51-54. (In Russian)
- Balovnev V.I., Danilov R.G. Bul'dozery. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*. 2021. № 6. pp. 9-18. DOI: 10.24412/2071-6168-2024-2-534-535 (In Russian)
- Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace. *Journal of Physics: Conference Series. Electronic collection*. 2020. C. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097 (In Russian)
- Zedgenizov V.G., Ljapina V.N. Gid-



ростатическая трансмиссия и её применение на строительной технике // XII Международная научно-техническая конференции. Авиамашиностроение и транспорт Сибири. 2019. С. 399-405.

10. Токар Н.И., Кульбаков В., Олейник В. Повышение эффективности применения универсальных машин на базе бульдозеров в городском хозяйстве города Брянска // Вестник научных конференций. 2024. № 12-3 (112). С. 93-95.

11. Русмиленко А.К., Конев В.В., Мерданов Ш.М. Совершенствование рабочих органов машин для земляных работ, применяемых при строительстве автозимников // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. 2023. № 21. С. 85-91. DOI: 10.26160/2658-3305-2023-21-85-91

12. Городилов Л.В., Вагин Д.В., Распутина Т.Б. Разработка методики, алгоритма и программы выбора основных параметров гидроударных систем // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2017. № 5. С. 64-70.

13. Бурый Г.Г., Потеряев И.К. Автоматизированный расчет потерь давления в гидролиниях гидропривода на примере бульдозера Liebherr PR 724 // Маркшейдерия и недропользование. 2023. № 6 (128). С. 33-37. DOI: 10.56195/20793332_2023_6_33_37

rostatischeksaja transmissija i ejo primene-nie na stroitel'noj tehnike. XII Mezhdunarodnaja nauchno-tehnicheskaja konferentsii. Aviamash-inostroenie i transport Sibiri. 2019. pp. 399-405. (In Russian)

10. Tokar N.I., Kulbakov V., Oleynik V. Povyshenie effektivnosti primenenija universal'nyh mashin na baze buldozerov v gorodskom hozyaystve goroda Bryanska. Vestnik nauchnykh konferentsiy. 2024. No. 12-3 (112). pp. 93-95. (In Russian)

11. Rusmilenko A.K., Konev V.V., Merdanov Sh.M. Sovershenstvovanie rabochih organov mashin dlya zemlyanykh rabot, pri-menyayemykh pri stroitelstve avtozimnikov. Transportnoe, gornoje i stroite'noe mashinostroenie: nauka i proizvodstvo. 2023. No. 21. pp. 85-91. DOI: 10.26160/2658-3305-2023-21-85-91. (In Russian)

12. Gorodilov L.V., Vagin D.V., Rasputina T.B. Razrabotka metodiki, algoritma i programmy vybora osnovnyh parametrov gidroudarnyh system. Fiziko-tehnicheskie problemy razrabotki poleznykh iskopaemykh. 2017. № 5. pp. 64-70. (In Russian)

13. Buryj G.G., Poterjaev I.K. Avtomatizirovannyj raschet poter' davlenija v gidroliniyah hidroprivoda na primere buldozera Liebherr PR 724. Marksheyderiya i nedropolzovanie. 2023. No. 6 (128). pp. 33-37. DOI: 10.56195/20793332_2023_6_33_37. (In Russian)

УДК (UDC) 624.131.8

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОСАДОК
МОДЕЛЕЙ БУРОНАБИВНЫХ СВАЙEXPERIMENTAL AND THEORETICAL STUDY OF SETTLEMENT OF BORED
PILE MODELSМандровский К.П., Садовникова Я.С.
Mandrovskiy K.P., Sadovnikova Ya.S.Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ) (Москва, Россия)
Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI) (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Целью статьи является проверка применимости к мелкомасштабным моделям свай общепринятой методики расчета значения осадки для свай, используемых при строительных работах. В статье рассмотрены и проанализированы существующие методики определения значения осадки свай. Дано краткая характеристика методов, использующих полуэмпирические зависимости, без учета закономерностей механики грунтов, инженерных методов расчета, опирающихся на принципы механики грунтов, а также численных методов расчета, базирующихся на принципах механики. Для решения задачи экспериментального определения значения осадки был проведен эксперимент на моделях буронабивных свай, выполненных в форме металлического стержня. Исследования были проведены в пучинистом мелкодисперсном суглинке, находящемся в мерзлом состоянии. В качестве материала для заливочного бетона были использованы гравий малых фракций, песок, цемент и соль. Контроль температуры на различных глубинах грунта осуществлялся метеостанцией с выносным датчиком при помощи специальной скважины для измерения температур. После приложения к моделям свай трёхступенчатой статической нагрузки были получены зависимости значения вертикальной осадки моделей свай от значения статической вдавливающей нагрузки. Затем был проведен теоретический расчет значений осадки для выбранных моделей свай по СП 24.13330.2011 и осуществлено сравнение полученных теоретических и экспериментальных значений.

Ключевые слова: модель свай, осадка, статическая нагрузка, глубина погружения, грунт.

Дата получения статьи: 01.07.2025
Дата принятия к публикации: 03.09.2025
Дата публикации: 25.12.2025

Сведения об авторах:

Мандровский Константин Петрович – канд. техн. наук, доцент, доцент, кафедра «Производство и ремонт автомобилей и дорожно-строительных

Abstract. The purpose of the article is to verify the applicability to small-scale pile models of the generally accepted methodology for calculating the precipitation value for piles used during construction work. The article discusses and analyzes the existing methods for determining the value of pile precipitation. A brief description of methods using semi-empirical dependencies is given, without taking into account the laws of soil mechanics, engineering calculation methods based on the principles of soil mechanics, as well as numerical calculation methods based on the principles of mechanics. To solve the problem of experimentally determining the precipitation value, an experiment was conducted on models of abrasive piles made in the form of a metal rod. The studies were carried out in deep, finely dispersed loam, which was in a frozen state. Gravel of small fractions, sand, cement and salt were used as the material for pouring concrete. Temperature control at various depths of the ground was carried out by a weather station with an external sensor using a special temperature measuring well. After applying a three-stage static load to the pile models, the dependences of the vertical draft value of the pile models on the value of the static pressure load were obtained. Then, a theoretical calculation of the precipitation values for the selected pile models was carried out according to SP 24.13330.2011 and a comparison of the obtained theoretical and experimental values was carried out.

Keywords: pile model, sediment, static load, immersion depth, soil.

Date of manuscript reception: 01.07.2025
Date of acceptance for publication: 03.09.2025
Date of publication: 25.12.2025

Authors' information:

Konstantin P. Mandrovskiy – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Department "Production and repair of automo-



машин», ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», e-mail: effectmash@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7180-424X>

Садовникова Яна Сергеевна – инженер, ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», e-mail: jana.sadovnikova@yandex.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0069-6816>

biles and road construction machinery" at Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), e-mail: effectmash@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7180-424X>

Yana S. Sadovnikova – Engineer at Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), e-mail: jana.sadovnikova@yandex.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0069-6816>

1. Введение

Существующие методы расчёта величины осадки свайных фундаментов можно разделить на группы, согласно предложению [1]. В данной классификации выделены основные методы:

- методы, использующие полуэмпирические зависимости, без учёта закономерностей механики грунтов;
- инженерные методы расчёта, опирающиеся на принципы механики грунтов;
- численные методы расчёта, базирующиеся на принципах механики грунтов.

Метод численных расчётов не всегда прост с позиции технической реализации и учёта особенностей инженерно-геологических условий зоны строительства. Эмпирические и полуэмпирические методы отличаются простотой реализации, но, вместе с тем, и некоторой отвлечённостью от физического смысла, особенно важного при учете индивидуальных особенностей и специфики инженерно-геологических условий конкретной местности.

Очевидно, что метод численных расчётов отличается повышенной точностью результатов и в перспективе будет наращивать популярность параллельно с усовершенствованием вычислительных программных средств и комплексов. На данный момент особую актуальность приобрела проблема сопоставления теоретических результатов расчёта и данных, полученных в ходе полевых и экспериментальных исследований. В отечественной практике проектирования свайных фундаментов накоплено недостаточно материалов для сравнения

результатов численного моделирования с реальными величинами деформаций в свайных фундаментах в процессе строительства и во время его эксплуатации. Это подтверждает необходимость углублённого изучения и совершенствования действующих методик расчёта свай [2].

2. Постановка задачи

В данной статье рассмотрены модели буронабивных свай. Расчётная несущая способность оснований буронабивных свай определяется согласно эмпирической методике [3], а также согласно методике проведения полевых испытаний свай по ГОСТ5686-2012 [4]. По результатам испытания буронабивной сваи (диаметр 216 мм, длина 3175 мм) осевыми вдавливающими статическими нагрузками получен расчётный график нелинейной деформации основания сваи, совершенно соответствующий экспериментальному [5].

Буронабивные сваи, несмотря на их преимущества, характеризуются и рядом недостатков, таких, как технологическая сложность их устройства и контроля качества, повышенный расход бетона (по сравнению с забивными сваями) при изготовлении свай [6].

Бессспорно, что при проектировании свайных фундаментов прогнозирование величины осадки свай имеет первостепенное значение. В труде [7] получено полуаналитическое решение для процесса долговременной осадки одиночной сваи в вязкоупругом грунте основания. Для вертикально нагруженной висячей сваи в слоистом грунте основания была разработана модель, позволяющая определять осадку одиночной сваи с



предварительным выравниванием слоя грунта. При этом он делится на несколько более мелких и тонких слоев, которые рассматриваются как однородная основа. После того, как система «грунт-свая» разделён на отдельные тонкослойные элементы, с использованием принципа виртуальных перемещений рассчитываются матрицы жёсткости для грунтового элемента и сваи. Вертикальное смещение системы «грунт-свая» может быть получено путём решения матричного уравнения. В то же время следует отметить, что в представленной модели существуют определенные ограничения, такие как сложность рассмотрения сваи после того, как грунт вокруг нее перейдет в стадию пластификации [8]. В статье [9] рассмотрен аналитический метод прогнозирования осадки группы свай и одиночной сваи конической формы при приложенных к ним статических осевых сжимающих нагрузок. Аналитический метод прогнозирования осадки вертикально нагруженной сваи и групп свай рассмотрен в работе [10].

В работе [11] представлено решение краевой задачи о взаимодействии длинной несжимаемой сваи с окружающим и подстилающим грунтами в упруго-вязкой постановке с учётом фактора упрочнения грунта, базирующееся на модели Максвелла, а также на основе реологической модели А.З. Тер-Мартirosяна.

Наиболее глубоко вопрос об осадке свай был изучен А.А. Бартоломеем. По данным [12], величина краткосрочной осадки одиночной сваи не превышает 2...3 мм, а величина стабилизированной осадки одиночной сваи в глинах составляет от 6 до 12 мм. В работах [13, 14] доказано, что при изучении и прогнозировании работы одиночных забивных свай следует учитывать наличие зоны уплотнения в грунтах околосвайного пространства.

На данный момент учет изменения характеристик грунта в зоне уплотнения вокруг забивной сваи при численных и аналитических расчетах осадки сваи не ведётся.

Основная методика расчета осадок свай

содержится в СП 24.13330.2011.

Порядок расчёта осадки сваи и группы свай при известном распределении нагрузок между сваями также изложен в работе [15].

Совершенствование методов расчёта свайных фундаментов по всем критериям работоспособности происходит постоянно. На обоснованность внесения поправок в редакции СНиПов и СП, в том числе СП 24.13330.2011, указывают авторы статьи [16], в которой приводится информация, направленная на дальнейшее совершенствование расчётов по осадке фундаментов [17].

Для реальных свай значение несущей способности может быть принятым с некоторым запасом при достижении сваей заранее заданной допустимой осадки, исходя из требований ее эксплуатационной пригодности. Для производственных и гражданских зданий заранее заданная (контрольная) осадка составляет 20...40 мм. Контрольная осадка 20 мм, соответствующая эксплуатационной пригодности одиночной сваи, наиболее часто применяется за рубежом и в отечественной практике - для скальных грунтов. В соответствии с требованиями СП 24 значение контрольной осадки принимается не более 40 мм [18].

За критическую принимается такая нагрузка, при которой происходит срыв или оседание сваи без увеличения нагрузки и достигается общая осадка сваи не менее 80 – 100 мм. Расчет осадок отдельно стоящих свай-стоек, а также свайных фундаментов, состоящих из свай-стоек, по осадкам не производится. Величина возможной осадки таких свай и фундаментов принимается равной осадке свай или свай-оболочек, определяемых при действующих нагрузках по графику статических испытаний [19].

Величина осадки сваи в пластичномёрзлых грунтах может быть определена по методике [20]:

$$S = \left(\frac{\chi}{a_0 l^{2-m}} \right)^{\frac{1}{m}} \left\{ T \sum_{i=1}^n \left[\frac{N_i}{R_{cm}^i} \right]^{\frac{1}{ma}} \right\},$$

где l – длина сваи, измеренная от верхней поверхности вечномерзлых грунтов, м; T – средняя продолжительность месяца, равная



730 ч; n – число месяцев за расчётный период; χ – коэффициент, определяемый в зависимости от значения t и отношения длины сваи к ее приведённому диаметру; t , α , a_0, r^{ma} – осреднённые значения реологических характеристик деформируемости мёрзлого грунта; N_i , \bar{R}_{cm}^i – расчётная вертикальная нагрузка на сваю от здания или сооружения, Н, и средневзвешенное по длине сваи значение расчётного сопротивления мёрзлых грунтов сдвигу по боковой поверхности сваи в середине i -го месяца с начала загружения сваи, Па, соответственно.

Приведённый диаметр d сваи определяется по формуле:

$$d = \frac{u}{\pi},$$

где u – периметр поперечного сечения сваи, м.

Для предварительных расчётов при однородных основаниях указанные характеристики допускается определять по таблице, представленной в (табл.1) [20].

Таблица 1

Значения осреднённых параметров реологических характеристик деформируемости мёрзлого грунта

Грунты	a_0, r^{ma}	t	α
Песчаные	3,5	0,32	0,31
Глинистые	8,3	0,55	0,50

Целью данной статьи является сравнение результатов замера фактической осадки модели сваи с теоретическими расчётами, проведёнными согласно СП 24.13330.2011.

В СП 24.13330.2011 осадка s одиночной сваи определяется по формуле:

$$s = \beta \frac{N}{G_l l},$$

где N – вертикальная нагрузка на сваю, МН; l – длина сваи, м; G_l – модуль сдвига грунта, прорезаемого сваей, МПа; v_l – коэффициент Пуассона для грунта, прорезаемого сваей; G_2 , v_2 – модуль сдвига, МПа, и коэффициент Пуассона для грунта, на который опирается свая и который рассматривается как линейно-деформируемое основание; β – коэффициент, определяемый по формуле:

$$\beta = \frac{\lambda_1'}{\lambda_1} + \frac{1 - \chi'}{\chi},$$

где $\beta' = 0,17 \ln(k_v G_1 l / G_2 d)$ – коэффициент, соответствующий абсолютно жёсткой свае; $\alpha' = 0,17 \ln(k_{v1} l / d)$ – коэффициент для однородного основания с характеристиками G_1 и v_1 ; $\chi = EA / G_1 l^2$ – относительная жёсткость сваи, EA – жёсткость ствола сваи на сжатие, МН; $\lambda_1 = \frac{2,12 \chi^{3/4}}{1+2,12 \chi^{3/4}}$, – параметр, характеризующий увеличение осадки за счет сжатия ствола.

Коэффициенты k_{v1} и k_{v2} определяются по формуле:

$$k_v = 2,82 - 3,78 v + 2,18 v^2,$$

соответственно, при $v = (v_1 + v_2)/2$ и при $v = v_1$.

Осуществим сравнение значений осадки одиночной сваи, полученных расчётым (по СП 24.13330.2011) и экспериментальным путями.

Для реализации цели был проведен эксперимент на изготовленных модельных сваях.

3. Эксперимент на модельных сваях

В эксперименте задействована модель буронабивной сваи (рис. 1) в форме металлического стержня (профильная труба квадратного сечения) с последующей заливкой бетоном.



Рис. 1. Модель сваи

Модель 1 сваи имеет длину 100 см и диаметр 40 мм, глубина погружения составляет 82 см. Модель 2 сваи имеет диаметр 40 мм и глубину погружения 90 см.

Исследование проведены в пучнистом мелкодисперсном суглинке, находящемся в мёрзлом состоянии. Контроль температуры на различных глубинах грунта осуществлялся метеостанцией с выносным датчиком при помощи специальной скважины для измерения температуры.

В качестве материала для заливочного бетона были использованы гравий малых фракций, песок, цемент и соль.

При подсыпке дна скважин использован отсев от песка.

В ходе исследования были произведены предварительные эксперименты по испытанию моделей буронабивных свай и измерению их вертикальной осадки в зависимости от величины статической нагрузки.

Схема нагружения представляется собой приложение трёхступенчатой статической нагрузки в 350 кг, 410 кг и 500 кг.

Измерения вертикальных смещений моделей свай осуществлялись в дневное время электронным штангенциркулем с дискретностью 0,01 мм.

Полученный график зависимости вертикальной осадки модели 1 сваи от значения статической вдавливающей нагрузки показан на рис. 2.

Зависимости, полученные для модели 2 сваи, представлены на рис. 3.

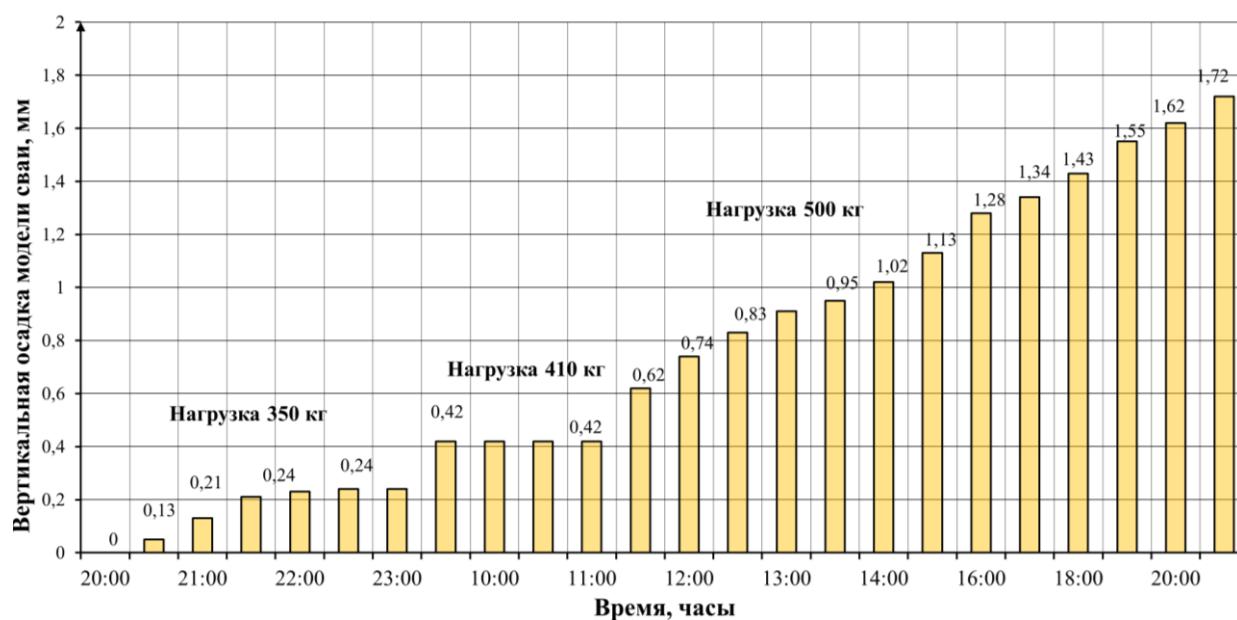


Рис. 2. График зависимости вертикальной осадки модели 1 сваи от значения статической вдавливающей нагрузки

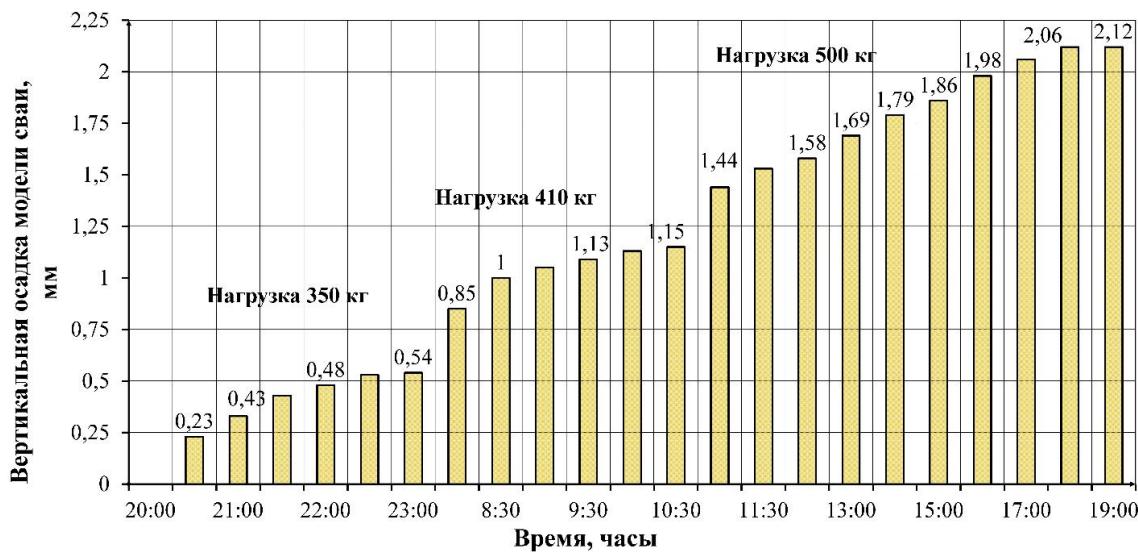


Рис. 3. График зависимости вертикальной осадки модели 2 сваи от значения статической вдавливающей нагрузки

4. Теоретическое определения осадки моделей свай

Осадка одиночной сваи определяется по методике СП 24.13330.2011 Свайные фундаменты Актуализированная редакция СНиП 2.02.03-84.

Итоги расчета осадки (мм) при разной величине приложенной нагрузки представлены в табл. 2.

Модуль деформации грунта, принимаемый осредненным для грунта в пределах длины сваи, $E_0=14$ МПа, модуль упругости бетона на сжатие $E_b=30000$ МПа.

Таблица 2

Расчётные и экспериментальные значения осадки (в мм) моделей свай при различных статических нагрузках

Нагрузка, кг	350	410	500
№ модели сваи			
Модель 1	Расчётные значения		
	0,511	0,599	0,73
Модель 2	Экспериментальные значения		
	0,210	0,420	1,1
Модель 2	Расчётные значения		
	0,482	0,566	0,690
Модель 2	Экспериментальные значения		
	0,270	0,300	0,680

5. Результаты и их анализ

Результаты, ранее полученные исследователями, свидетельствуют о том, что осадка свай может составлять 0,19 % от длины сваи (осадка сваи 18,3 м составила 34 мм) [21], 0,065% от длины сваи (осадка сваи длиной 1 м составила 0,65 мм), 0,03% (осадка сваи длиной 1,5 м составила 0,4 мм) [22] и 0,081 % от длины сваи (при длине сваи 16 см осадка составила 0,13 мм) [23].

В рассматриваемом случае осадка составляет от 0,021% до 0,11 % от длины модели 1 сваи и от 0,027 % до 0,68 % от длины модели 2 сваи.

Результаты, полученные авторами на мелкомасштабных моделях свай, хорошо согласуются с имеющимися данными,

представленными для свай длиной от 0,16 см до 18,3 м.

Сравним полученные на рис. 2, рис. 3 и в табл. 2 результаты значений осадки моделей свай.

Экспериментальные значения осадки моделей свай при разных ступенях нагрузки: 0,21, 0,42, 1,1 мм – для модели 1; 0,27, 0,3, 0,68 мм – для модели 2.

При нагрузке 500 кг экспериментальная величина осадки превышает теоретическое значение в 1,5 раза для модели 1.

Для модели 1 сваи значение нагрузок 350 кг и 410 кг вызывает осадки, не превышающие теоретические значения, рассчитанные по СП 24.13330.2011.

По результатам расчёта, выполненного по СП 25.13330.2020, для модели 1 сваи несущая способность сваи составила 4,9386 кН, для модели 2 – 5,3407 кН.

Таким образом, для модели 1 объяснимо полученное в ходе эксперимента превышение рассчитанного (теоретического) значения осадки при нагрузке 500 кг.

Для модели 2 все приложенные в ходе эксперимента нагрузки не приводят к превышению допускаемой величины теоретического значения осадки.

6. Заключение

Экспериментальные исследования моделей буровабивных свай в пучинистом мелкодисперсном суглинке, находящемся в мёрзлом состоянии, продемонстрировали, что значения осадок составляет от 0,021% до 0,11 % от длины модели 1 сваи и от 0,027 % до 0,68 % от длины модели 2 сваи.

Значения осадок моделей при различных ступенях приложенной статической нагрузки (350 кг, 410 кг) не превышают теоретические значения, рассчитанные по СП 24.13330.2011. Это подтверждает работоспособность для мелкомасштабных моделей свай методики расчёта осадки, изложенной в СП 24.13330.2011. При сопоставлении теоретических и экспериментальных данных о значении осадки модели сваи важно принимать во внимание значение несущей



способности свай. Для модели 1 свая несущая способность составила 4,9386 кН, а для модели 2 – 5,3407 кН. Таким образом, для модели 1 объяснимо превышение в 1,5 раза

экспериментально полученного значения осадки по сравнению с теоретическим при нагрузке 500 кг.

Список литературы

1. Poulos H.G. Pile behavior - theory and application // *Geotechnique*. 1989. Vol. 39. No. 3. P. 365-415.
2. Харичкин А.И. Взаимодействие забивных железобетонных свай в составе свайного поля между собой и с грунтом: дисс. ... канд. техн. наук. М.: АО «НИЦ Строительство» – НИИОСП им. Н.М. Герсеванова, 2021. 170 с.
3. СП 24.13330.2011. Свайные фундаменты. Актуализированная редакция СНиП 2.02.03-85. М.: Институт ОАО «НИЦ» «Строительство» (НИИОСП им. Герсеванова), 2011. 85 с.
4. ГОСТ 5686-2012. Грунты. Методы полевых испытаний сваями. М.: Стандартинформ, 2014. 42 с.
5. Борозенец Л.М., Ушакова Е.А. Экспериментально-теоретическое исследование несущей способности основания буровых свай // Вестник ЮУрГУ. Серия «Строительство и архитектура». 2016. Т. 16. № 2. С. 5-10. DOI: 10.14529/build160201.
6. Солонов Г. Г., Печеникин А. В., Артеменко М. О. Преимущества и недостатки буронабивных свай // Сб. ст. V междунар. научно-практ. конф. «Европейские научные исследования». Пенза: Изд-во «Наука и Просвещение» (ИП Гуляев Г.Ю.), 2020. С. 200-201.
7. Li X.-M., Zhang Q.-Q., Liu S.-W. Semi-analytical solution for long-term settlement of a single pile embedded in fractional derivative viscoelastic soils // *International Journal of Geomechanics*. 2021. Vol. 21, iss. 2. No. 0001906. DOI: 10.1061/(ASCE) GM.1943-5622.0001906.
8. Liu Q.-J., Wang J.-B., Ma J.-J., Gao W.-H. Vertically-loaded single floating pile in layered soils by thin annulus element method // *Chinese Journal of Geotechnical Engineering*. 2019. Vol. 41, No. 4. Pp. 748-754. DOI: 10.11779/CJGE201904019.

References

1. Poulos H.G. Pile behavior - theory and application. *Geotechnique*, 1989, Vol. 39, No. 3, pp. 365-415.
2. Kharichkin A.I. Interaction of driven reinforced concrete piles in a pile field with each other and with the soil. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow. 2021. 170 p. (In Russian).
3. SP 24.13330.2011. *Svaynyye fundamenti* [Pile foundations]. Moscow, OAO “NITs Stroitelstvo”, 2011. 85 p. (In Russian).
4. GOST 5686-2012. *Soils. Field test methods with pile*. Moscow, Standartinform, 2014. 42 p. (In Russian)
5. Borozenets L.M., Ushakova Y.A. *Ekspериментально-теоретическое исследование несущей способности основания буровых свай* [Experimental and theoretical study of the bearing capacity of the foundation of bored piles]. *Vestnik YuUrGU. Seriya "Stroitel'stvo i arkhitektura"*, 2016, Vol. 16, No. 2, pp. 5-10. DOI: 10.14529/build160201 (In Russian).
6. Solonov G. G., Pechenikin A. V., Artemenko M. O. Advantages and disadvantages of bored piles. *Sbornik statey. V mezhdunar. nauchno-prakt. konf. "Yevropeyskiye nauchnyye issledovaniya"* In: V international. scientific-practical. conf. "European scientific research". Penza, 2020, pp. 200-201. (In Russian).
7. Li X.-M., Zhang Q.-Q., Liu S.-W. Semi-analytical solution for long-term settlement of a single pile embedded in fractional derivative viscoelastic soils. *International Journal of Geomechanics*, 2021, Vol. 21, iss. 2, No. 0001906. DOI: 10.1061/ (ASCE) GM.1943-5622.0001906.
8. Liu Q.-J., Wang J.-B., Ma J.-J., Gao W.-H. Vertically-loaded single floating pile in layered soils by thin annulus element method. *Chinese Journal of Geotechnical Engineering*, 2019, Vol. 41, iss. 4, pp. 748-754. DOI: 10.11779/CJGE201904019.
9. Li Y., Li W. Load-displacement behav-



- 10.11779/CJGE201904019.
9. Li Y., Li W. Load-displacement behaviour of tapered piles: theoretical modelling and analysis // Geomechanics and Engineering. 2021. Vol. 26, No. 1. Pp. 1-11. DOI: 10.12989/gae.2021.26.1.001.
10. Xia Z.-Q., Zou J.-F. Simplified approach for settlement analysis of vertically loaded pile // Journal of Engineering Mechanics. 2017. Vol. 143, No. 11. No. 04017124. DOI: 10.1061/(ASCE)EM.1943-7889.0001334
11. Тер-Мартиросян З.Г., Тер-Мартиросян А.З., Ермощина Л.Ю. Осадка и длительная несущая способность свай с учетом реологических свойств грунтов // Construction and Geotechnics. 2022. Т. 13. № 1. С. 5-15.
12. Бартоломей А.А., Омельчак И.М., Юшков Б.С. Прогноз осадок свайных фундаментов. М.: Стройиздат, 1994. 384 с.
13. Randolph M., Carter J., Wroth C. Driven piles in clay – the effects of installation and subsequent consolidation // Geotechnique. 1979. No. 29. P. 361-393. DOI: 10.1680/geot.1979.29.4.361.
14. Sheil B., McCabe B. An analytical approach for the prediction of single pile and pile group behaviour in clay // Computers and Geotechnics. 2016. No. 75. Pp. 145-158. DOI:10.1016/j.comgeo.2016.02.001.
15. Полещук Е. В., Нудный С. А. Расчет осадок свайного фундамента с учетом мирового и отечественного опыта строительства // Материалы 73-й студ. научно-техн. конф. «Актуальные проблемы геотехники, экологии и защиты населения в чрезвычайных ситуациях». Секция «Геотехника и экология в строительстве»: 28 апреля 2017. Минск: Изд-во БНТУ, 2017. С. 49-53 [Электронный ресурс]. URL: <https://rep.bntu.by/bitstream/handle/data/35987/49-53.pdf?sequence=1&isAllowed=y> (дата обращения: 04.06.2025).
16. Баданин А.Н., Нурумбаева Л.М. Особенности расчета фундаментов по II группе предельных состояний // Строительство уникальных зданий и сооружений. 2013. № 4 (9). С. 36-41.
- ‡ iour of tapered piles: theoretical modelling and analysis. *Geomechanics and Engineering*, 2021, Vol. 26, iss. 1, pp. 1-11. DOI: 10.12989/gae.2021.26.1.001.
- ‡ 10. Xia Z.-Q., Zou J.-F. Simplified approach for settlement analysis of vertically loaded pile. *Journal of Engineering Mechanics*, 2017, Vol. 143, iss. 11, No. 04017124. DOI: 10.1061/(ASCE)EM.1943-7889.0001334
- ‡ 11. Ter-Martirosyan Z.G., Ter-Martirosyan A.Z., Ermoshina L.Yu. *Osadka i dlitel'naya nesushchaya sposobnost' svai s uchetom reologicheskikh svoystv gruntov* [Settlement and long-term bearing capacity of piles taking into account the rheological properties of soils]. *Construction and Geotechnics*, 2022, Vol. 13, No. 1, pp. 5-15.
- ‡ 12. Bartolomey A.A., Omelchak I.M., Yushkov B.S. *Prognoz osadok svaynykh fundamentov* [Forecast of settlement of pile foundations]. Moscow, Stroyizdat, 1994. 384 p. (In Russian).
- ‡ 13. Randolph M., Carter J., Wroth C. Driven piles in clay – the effects of installation and subsequent consolidation. *Geotechnique*, 1979, No. 29, pp. 361-393. DOI: 10.1680/geot.1979.29.4.361.
- ‡ 14. Sheil B., McCabe B. An analytical approach for the prediction of single pile and pile group behaviour in clay. *Computers and Geotechnics*, 2016, No. 75, pp. 145-158. DOI:10.1016/j.comgeo.2016.02.001.
- ‡ 15. Poleshchuk E. V., Nudnyy S. A. Calculation of pile foundation settlements taking into account world and domestic construction experience). *Materialy 73-y stud. nauchno-tehn. konf. "Aktualnyye problemy geotekhniki, ekologii i zashchity naseleniya v chrezvychaynykh situatsiyakh". Sektsiya "Geotekhnika i ekologiya v stroitel'stve"* [Proceedings of the 73rd student scientific and technical conference "Current issues of geotechnics, ecology and protection of the population in emergency situations". Section "Geotechnics and ecology in construction"]. Minsk, 2017, pp. 49-53. Available at: <https://rep.bntu.by/bitstream/handle/data/35987/49-53.pdf?sequence=1&isAllowed=y> (In Russian).
- ‡ 16. Badanin A.N., Nurumbaeva L.M. *Oso-*



17. Уткин В.С., Сушев Л.А., Соловьев С.А. Совершенствование методов расчета свайных фундаментов по осадке // Вестник МГСУ. 2021. Т.16. Вып.3. С.331-339.
18. Колыбин И.В., Разводовский Д.Е., Скориков А.В., Брыксина А.А. Оценка несущей способности сваи в скальных грунтах, переслаиваемых дисперсными грунтами, на действие вертикальной нагрузки // Вестник НИЦ «Строительство». 2022. Т. 34. № 3. С. 7-25. DOI: 10.37538/2224-9494-2022-3(34)-7-25.
19. Указания по проектированию, устройству и приемке фундаментов из буронабивных свай РСН 263-74. Киев: Научно-исследовательский институт строительного производства Госстроя УССР /НИИСЦ/, 1974. 138 с.
20. Рекомендации по расчету осадок свай в пластичномерзлых грунтах. М.: Ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский институт оснований и подземных сооружений имени Н. М. Герсеванова ГОССТРОЯ СССР, 1983. 14 с.
21. Борозенец Л.М. Расчетное исследование предельной несущей способности и нелинейной деформации основания опытной буронабивной сваи // Сб. научн. тр. междунар. научно-техн. конференции «Геотехника Беларуси: наука и практика». Минск: Изд-во БНТУ, 2013. С. 195-203.
22. Сороко Р.А. Исследование работы моделей свайных фундаментов из буронабивных свай в глинистых грунтах. 2018. С. 354-362. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://rep.bntu.by/handle/data/48604> (дата обращения 05.01.2025).
23. Ляшенко П.А., Гохаев Д.В., Шмидт О.А. Исследование на модели развития осадки буронабивной сваи // Науч. журнал Кубан. гос. аграр. ун-та: сетевой журнал. 2013. № 90 (06). [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2013/06/pdf/09.pdf> (дата обращения 05.01.2025).
- ‡ bennosti rascheta fundamentov po II gruppe predelnykh sostoyaniy [Features of calculation of foundations for group II of limit states]. Stroitelstvo unikalnykh zdaniy i sooruzheniy, 2013, No. 4 (9), pp. 36-41. (In Russian).*
- ‡ 17. Utkin V.S., Sushev L.A., Soloviev S.A. Sovrshenstvovaniye metodov rascheta svaynykh fundamentov po osadke [Improving the methods for calculating pile foundations by settlement]. Bulletin of MGSU, 2021, Vol.16, Issue 3, pp.331-339. (In Russian).*
- ‡ 18. Kolybin I.V., Razvodovsky D.E., Skorikov A.V., Bryksina A.A. Otsenka nesushchey sposobnosti svai v skal'nykh gruntakh, pereslaivayemykh dispersnymi gruntami, na deystviye vertikal'noy nagruzki [Assessment of the bearing capacity of a pile in rocky soils interbedded with dispersed soils under vertical load]. Vestnik NITS «Stroitel'stvo», 2022, Vol. 34, No. 3, pp. 7-25. [https://doi.org/10.37538/2224-9494-2022-3\(34\)-7-25](https://doi.org/10.37538/2224-9494-2022-3(34)-7-25).*
- ‡ 19. Ukaraniya po proyektirovaniyu, ustroystvu i priyemke fundamentov iz buronabivnykh svay RSN 263-74 [Guidelines for the design, construction and acceptance of foundations from bored piles RSN 263-74]. Kyiv, Nauchno-issledovatelskiy institut stroitel'nogo proizvodstva Gosstroya USSR /NIISTS/, 1974. 138 p. (In Russian).*
- ‡ 20. Rekomendatsii po raschetu osadok svay v plastichnomerzlykh gruntakh [Recommendations for calculating pile settlements in plastically frozen soils]. Moscow, Nauchno-issledovatelskiy institut osnovaniy i podzemnykh sooruzheniy imeni N. M. Gersevanova GOSSSTROYA SSSR, 1983. 14 p.*
- ‡ 21. Borozenets L.M. Calculation study of the ultimate bearing capacity and nonlinear deformation of the base of an experimental bored pile. In: Sbornik nauchnykh trudov mezhdunar. nauchno-tehn. konferentsii "Geotekhnika Belarusi: nauka i praktika" [Collection of scientific papers of the international scientific and technical conference "Geotechnics of Belarus: science and practice"]. Minsk, 2013, pp. 234-251. (In Russian).*
- ‡ 22. Soroko R.A. Issledovaniye raboty modelей svaynykh fundamentov iz buronabivnykh svay v glinistykh gruntakh (Study of the per-*



- ‡ formance of pile foundation models made of
‡ bored piles in clay soils), 2018, pp. 354-362.
‡ Available at:
‡ <https://rep.bntu.by/handle/data/48604> (In Russian).
‡ 23. Lyashenko P.A., Gokhaev D.V.,
‡ Schmidt O.A. *Issledovaniye na modeli razvitiya osadki buronabivnoy svai* (Research on the
‡ model of development of settlement of bored
‡ piles). Nauch. zhurnal Kuban. gos. agrar. un-ta:
‡ setevoy zhurnal, 2013, No. 90 (06). Available
‡ at: <http://ej.kubagro.ru/2013/06/> pdf/09.pdf (In
‡ Russian).
‡

УДК (УДК) 621.867.1

КОМПЛЕКСНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОНВЕЙЕРА С ЦЕПНЫМ ТЯГОВЫМ ОРГАНОМ И ЗВЕЗДОЧНЫМ ПРИВОДОМ

INTEGRATED DYNAMIC MODEL OF A CONVEYOR WITH A CHAIN TRACTION BODY AND A SPROCKET DRIVE

Никитин С.В., Грачев А.А., Ащеулов А.В., Бортяков Д.Е.
Nikitin S.V., Grachev A.A., Bortiakov D.E., Ashcheulov A.V.Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (Санкт-Петербург, Россия)
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (St. Petersburg, Russian Federation)

Аннотация. Известные исследования динамических процессов в цепных конвейерах основаны на различных моделях. Однако авторы таких исследований обычно не приводят полного описания своих моделей, методик определения ее параметров или же необходимые технические характеристики исследуемых машин. Поэтому такие работы не могут считаться полными и верифицируемыми. В работах посвященных анализу динамических нагрузок, вызванных кинематикой зацепления, модели построены без учета влияния на динамический процесс характеристик таких узлов как привод, натяжное устройство и отсутствует какая-либо оценка их влияния. Разработанная комплексная динамическая модель цепного конвейера представляет собой совокупность связанных между собой подмоделей различных устройств машины. Тяговый орган представляется эквивалентным упруго-вязким стержнем, колебания в котором описываются уравнением в частных производных. Подмодели привода, натяжного и отклоняющих устройств являются системами дискретных масс, движение которых описываются дифференциальными уравнениями второго порядка. Объединение отдельных подмоделей в единую комплексную модель осуществляется при помощи кинематических и силовых связей с подмоделью тягового органа, которая является связующим звеном. Решение уравнений системы может быть осуществлено известными численными методами. Параметры моделей, величины масс, жесткостей, коэффициентов вязкого сопротивления, определяются на основе технических характеристик моделируемой машины, справочной информации или результатов их аналитического расчета. Разработан и проведен ряд численных экспериментов, как результат которых в работе приведены величины максимального динамического усилий в тяговом органе экспериментальных моделей, вычисленные при помощи аналитических и численных методов. Расчет по разработанной комплексной модели, учитывающей волновые процессы в тяговом органе и влияние динамически характеристик привода, натяжного устройства, позволяет получить приемлемую оценку максимального динамического усилия в тяговом органе конвейера, а также оценить возможность протекания резонансных явлений в машине.

Abstract. Well-known studies of dynamic processes in chain conveyors are based on various models. However, the authors of such studies usually do not provide a complete description of their models, methods for determining its parameters, or the necessary technical characteristics of the machines under study. Therefore, such studies cannot be considered complete and verifiable. In the studies devoted to the analysis of dynamic loads caused by gearing kinematics, the models are constructed without taking into account the influence on the dynamic process of the characteristics of such components as the drive, tensioner, and there is no assessment of their influence. The developed integrated dynamic model of a chain conveyor is a set of interconnected submodels of various machine devices. The traction body is represented by an equivalent viscoelastic rod, the vibrations in which are described by a partial differential equation. The submodels of drive, tension, and deflection devices are systems of discrete masses whose motion is described by second-order differential equations. The integration of individual submodels into a single integrated model is carried out using kinematic and force connections with the submodel of the traction body, which serves as the connecting link. The equations of the system can be solved using known numerical methods. The parameters of the models, such as values of masses, stiffness, and coefficients of viscous resistance, are determined based on the technical characteristics of the simulated machine, reference information, or the results of their analytical calculation. A number of numerical experiments have been developed and carried out, as a result of which the values of the maximum dynamic forces in the traction organ of experimental models, calculated using analytical and numerical methods, are presented in this study. The calculation based on the developed integrated model, which takes into account the wave processes in the traction body and the influence of the dynamic characteristics of the drive and tensioner, make it possible to obtain an acceptable estimate of the maximum dynamic force in the traction body of the conveyor, as well as to assess the possibility of resonant phenomena occurring in the machine.



Ключевые слова: цепной конвейер, динамическая модель, динамические усилия, кинематика зацепления, численное моделирование

Дата получения статьи: 10.09.2025

Дата принятия к публикации: 11.11.2025

Дата публикации: 25.12.2025

Сведения об авторах:

Никитин Сергей Васильевич – кандидат технических наук, доцент Высшей школы транспорта Института машиностроения, материалов и транспорта, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
e-mail: sergey_nikj@mail.ru.

ORCID: https://orcid.org/0000-0001-8026-9648

Грачев Алексей Андреевич – кандидат технических наук, доцент, директор Высшей школы транспорта Института машиностроения, материалов и транспорта, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
e-mail: springbird@mail.ru.

ORCID: https://orcid.org/0000-0002-4550-7636

Бортиаков Данил Евгеньевич – кандидат технических наук, доцент, доцент Высшей школы транспорта Института машиностроения, материалов и транспорта, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
e-mail: bortyakov@ratte.ru.

ORCID: https://orcid.org/0000-0003-1406-418X

Ащеулов Александр Витальевич – доктор технических наук, профессор Высшей школы транспорта Института машиностроения, материалов и транспорта, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
e-mail: atsheulov_av@spbstu.ru.

ORCID: https://orcid.org/0000-0002-8370-1843

1. Введение

При проектировании конвейеров техническим заданием обычно даются - производительность, размеры трассы и условия эксплуатации. Целью расчетчиков и конструкторов является создание наиболее оптимальной конструкции с точки зрения массы машины, ее прочности и долговечности. Достичь этой цели невозможно без использования достоверных методик расчета, причем достаточно точное определение нагрузок в элементах конструкции машины - одна из важнейших задач.

Статическая нагруженность машин этого типа хорошо изучена, в литературе приводятся необходимые коэффициенты сопро-

Keywords: chain conveyor, dynamic model, dynamic forces, gearing kinematics, numerical simulation

Date of manuscript reception: 10.09.2025

Date of acceptance for publication: 11.11.2025

Date of publication: 25.12.2025

Authors' information:

Sergey V. Nikitin – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Higher School of Transport at Institute of Mechanical Engineering, Materials and Transportation, Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, *e-mail: sergey_nikj@mail.ru.*

ORCID: https://orcid.org/0000-0001-8026-9648

Aleksey A. Grachev – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor , head of the Higher School of Transport at Institute of Mechanical Engineering, Materials and Transportation, Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, *e-mail: springbird@mail.ru.*

ORCID: https://orcid.org/0000-0002-4550-7636

Danil E. Bortiakov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Higher School of Transport at Institute of Mechanical Engineering, Materials and Transportation, Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, *e-mail: bortyakov@ratte.ru.*

ORCID: https://orcid.org/0000-0003-1406-418X

Aleksandr V. Ashcheulov – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Higher School of Transport at Institute of Mechanical Engineering, Materials and Transportation, Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, *e-mail: atsheulov_av@spbstu.ru.*

ORCID: https://orcid.org/0000-0002-8370-1843

тивления, а методика расчета достаточно проста [1, 2].

Величина динамических нагрузок, возни- кающих во время работы цепного конвейера, зависит от большего количества факторов. Она поддается прямому аналитическому расчету только по сильно упрощенным моделям, учитывающим тяговый элемент и грузы как единую сосредоточенную массу [1-3]. Более сложные модели, создаваемые в насторожнее время многими исследователями [3-14], позволяют учитывать влияние ха- рактеристик тягового органа, приводного, натяжного, отклоняющих устройств, а зна- чит и более достоверно определять величины динамического нагружения элементов ма- шины.



Попытка провести аналитическое исследование динамических нагрузок в тяговом элементе скрепера проведена в [4]. Решение ищется на основе дифференциального уравнения в частных производных, описывающего продольные колебания тягового органа, а основным возмущающим воздействием являются периодические удары ходовых роликов на стыках направляющих. Учитывая, что аналитическое решение волнового уравнения можно получить только для простейших случаев, найденные зависимости нельзя распространить на машины имеющие, например, различную загруженность трассы. Так же в найденном решении не учитываются параметры ходовых роликов, отклонения в стыках направляющих, которые должны влиять на величину возмущений. Наличие в реальной машине вдоль трассы конвейера нескольких стыков направляющих, расположенных на различных расстояниях друг от друга, делает полученные в работе результаты вообще не верными.

В работах [5-7] представлены исследования рабочих процессов в цепных конвейерах на моделях, построенных в средах твердотельного (MSC.Adams) и конечно-элементного (LS-DYNA) анализа. Следует отметить, что методика построения представленных моделей в работах не изложена, а учитывая, что конструкция конвейера уже должна быть известна, такой подход, при определении нагруженности машины, не применим на начальных этапах проектирования. Методика построения моделей (граничные и контактные условия, места приложения нагрузок) и характеристики исследуемых машин авторами не представлены, что делает полученные результаты неверифицируемыми.

В работе [8] представлена простая динамическая модель скребкового конвейера совместно с электромеханической моделью двигателя переменного тока. Рабочая ветвь тягового элемента с грузом представлены здесь одной дискретной массой и двумя упругими связями, а порожняя ветвь никак не отражена. Многие параметры указанной модели автором не раскрыты, а особенности применения не исследованы, поэтому слож-

но судить о качестве получаемых на ее основе расчетных результатов.

В работах [9-13] описаны динамические модели цепных конвейеров, построенные в абсолютных координатах и предназначенные для моделирования процессов пуска и торможения машины, представлены результаты моделирования, а в некоторых случаях и результаты сравнения с данными натурных экспериментов. Указывается высокая степень адекватности данных моделей, однако распространить результаты этих исследований на машины с широким кругом технических параметров для расчетов их нагруженности в различных технологических режимах – невозможно. Это связано с тем, что в данных работах не дается полного описания моделей и принципов определения их параметров, особенно параметров демпфирования.

Так же замечено, что в построенных моделях отсутствует учет кинематики зацепления звездочного привода с тяговыми цепями, отсутствует натяжное устройство и авторы не задаются вопросом или просто его опускают, считая не важным, определения начальных условий при моделировании.

В работе [14] так же описывается простая динамическая модель цепного конвейера в абсолютных координатах, но с учетом кинематики зацепления привода. Однако никаких результатов расчетов и сопоставления их результатов с известными не приводится.

В работе [3] представлена методика формирования динамических моделей цепных конвейеров в относительных координатах, которые рассматривают динамические процессы в тяговом органе под действием возмущений, вызванных кинематикой зацепления привода, без учета статической составляющей их нагруженности. Кинематические воздействия на тяговый элемент в цепном конвейере являются периодическим воздействием, что, при совпадении собственной частоты машины с частотой возмущений, может привести к резонансу и дальнейшему выходу из строя машины.

Анализ приведенных выше источников [3-14] приводит к следующим заключениям:

1. Создание известных сложных динамических моделей конвейеров с цепным тяго-



вым органом, обычно требует индивидуального подхода к каждой из них. Необходимо проведение следующих этапов: выявление физических принципов работы машины, их математическое описание, реализация алгоритма вычислений на ЭВМ, вычисление или назначение параметров модели, планирование и проведение численных экспериментов. Однако не все эти этапы четко описаны авторами указанных источников.

2. Динамические модели конвейеров построены по одинаковым принципам, но имеют различия в реализации и учитываемых динамических факторах.

3. Отдельные модели, имеющие неизменное количество дискретных масс, при моделировании конвейеров с различными параметрами (особенно с различной длиной трассы) будут давать не сопоставимые по точности результаты расчета.

4. В известных работах посвященных анализу динамических нагрузок в тяговом органе цепных конвейеров, вызванных кинематикой зацепления привода, расчетные модели построены без учета влияния на динамический процесс характеристик таких узлов как привод, натяжное устройство, а также отсутствует оценка их влияния этих характеристик на получаемые результаты.

5. Верифицировать результаты расчетов и натурных экспериментов, представленных в указанных работах невозможно из-за отсутствия полного описания расчетных моделей, задаваемых параметров машин. Так же отсутствует сравнение полученных данных с расчетами, выполненными по известным аналитическим зависимостям [1-3], используемым в инженерной практике.

Учитывая приведенные выше выводы, в данной работе с целью совершенствования методологии расчета динамических нагрузок в цепных конвейерах предлагается:

1. Разработать принципы построения комплексной динамической модели конвейера, которую можно использовать в специальном программном обеспечении для быстрого формирования расчетной модели машины. Такая модель будет состоять из отдельных подмоделей узлов машины, объединенных вместе в единое целое. Указанный

подход сэкономит время разработчика и позволит избежать ошибок.

2. Разработать элементы комплексной модели, включающие модели тягового органа, приводного, натяжного и отклоняющего устройств.

3. Оценить результаты расчета динамических нагрузок в элементах конвейера при помощи разработанной модели и сравнить их с результатами аналитических расчетов по известным соотношениям, используемым в инженерной практике [1-3].

2. Комплексная модель цепного конвейера

Общий принцип построения комплексной модели конвейера заключается в том, что задача разделяется на несколько частей – подмоделях различных узлов машины, которые могут быть реализованы отдельно. При этом реализаций может быть несколько, например с различной детализацией подмоделей, которые применялись бы в той или иной ситуации моделирования. Отдельные подмодели могут быть объединены в единую модель машины по средству специально продуманного интерфейса их взаимодействия.

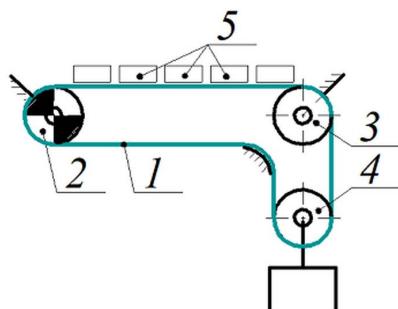
Например, при реализации комплексной модели конвейера с цепным тяговым элементом были выделены следующие части подмодели (рис. 1, а): тяговый орган, привод, натяжное и отклоняющие устройства, грузовые единицы, если необходимо более тщательное моделирование динамических процессов их взаимодействия с тяговым органом.

На функциональной схеме (рис. 1, б) комплексной модели конвейера показано, каким образом осуществляется взаимодействие отдельных подмоделей. Подмодель «тяговый орган» является центральным звеном, соединяющим между собой остальные элементы машины. Взаимодействие устройств с тяговым органом осуществляется в узлах, координаты которых U (с соответствующими индексами) вычисляются при решении уравнений соответствующих подмоделей, которые, в качестве входных воздействий принимают от подмодели «тяговый орган» действующие на них усилия P или F .

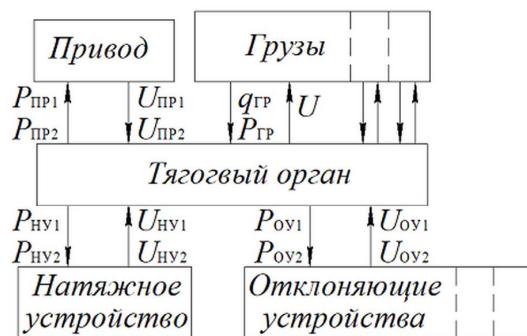


(на рисунке они представлены с соответ-

ствующими индексами).



a)



б)

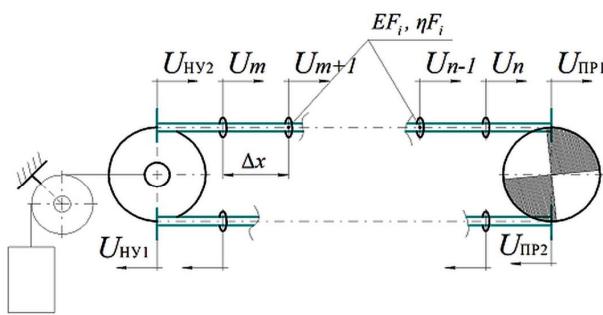
Рис. 1. Обобщенная схема модели конвейера: а) схема элементов конвейера; б) функциональная схема комплексной модели (1 – тяговый орган; 2 – привод; 3 – отклоняющее устройство; 4 – натяжное устройство; 5 – грузы)

Использование численных методов [15] при решении уравнений динамики, составляющих каждую из подмоделей, предполагает задание начальных и граничных условий, а также задание модельного времени, изменяющегося от начального t_0 до конечного t_1 значения с определенным шагом Δt . Это обстоятельство определяет очередность решения отдельных подмоделей. Например, так как при решении уравнений подмоделей привода, натяжного или отклоняющего устройств определяются положениями связанных с ними узлов тягового элемента, то они должны быть решены первыми. После чего, найденные положения указанных узлов подмодели тягового элемента будут являться граничными условиями при решении его модели. Таким образом, для правильного решения комплексной модели используется управляющая программа, которая обеспечивает передачу информации между отдель-

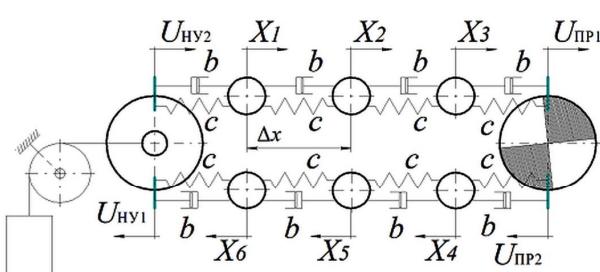
ными подмоделями и их последовательный запуск на решение каждый отдельный шаг по времени.

Следует отметить, что описанные ниже подмодели построены в относительных координатах, т.е. основное движение тягового органа и других элементов конвейера не рассматривается. Поэтому в моделях не учитываются статические сопротивления, не рассматривается процесс разгона конвейера, а найденные, после решения уравнений динамики, усилия в элементах машины определяют только динамическую добавку, возникающую в следствие действия неравномерности движения шарнира цепи, находящегося в зацеплении с приводом.

Подмодель тягового органа может быть представлена в виде эквивалентного упруго-вязкого стержня (рис. 2, а), либо дискретной системы с сосредоточенными массами (рис. 2, б) [3].



а)



б)

Рис. 2. Динамическая модель конвейера с представлением тягового органа в виде стержня с распределенными параметрами (а) и сосредоточенных масс (б) во взаимодействии

с приводом и натяжным устройством

Модель эквивалентного упруго-вязкого стержня математически описывается уравнением Эйлера-Бернули

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = v^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\eta F}{m_0} \frac{\partial^3 U}{\partial t \partial x^2} + \frac{f(t, x)}{m_0}. \quad (1)$$

Искомая функция $U(x, t)$ характеризует продольное смещение сечения упруго-вязкого стержня, а продольная сила в стержне $N = EF \cdot \partial U / \partial t$ связана с деформациями законом Гука для одноосного напряженного состояния.

Коэффициент v ($\text{м}/\text{с}^2$) имеет размерность и физический смысл скорости движения волны вдоль стержня или струны. Коэффициент η ($\text{кг}\cdot\text{м}^{-1}\cdot\text{с}^{-1}$) определяет уровень поглощаемой системой энергии и имеет размерность коэффициента динамической вязкости. Коэффициенты F , m_0 соответственно имеют смысл площади поперечного сечения описываемого стержня и его погонной массы. Член $f(t, x)$ определяет действие приложенных внешних нагрузок.

Численное решение уравнения в частных производных (1) осуществляется конечно-разностным методом, при этом используется устойчивая неявно-явная разностная схема [15]. Результатом являются перемещения $U_{t,j}$ конечного числа сечений с номером j экви-

$$\begin{cases} M_{\text{ПР}} \cdot \ddot{X}_{\text{ПР}} = -C_{\text{ПР}} \cdot X_{\text{ПР}} - b_{\text{ПР}} \cdot \dot{X}_{\text{ПР}} + P_{\text{ПР1}} + P_{\text{ПР2}} \\ (J_{\text{ЗВ}} + M_{\text{Ц}} \cdot R^2) \cdot \ddot{\psi} = (P_{1\tau} - P_{2\tau})R - C_{\psi} \cdot \psi - b_{\psi} \cdot \dot{\psi}, \\ J_{\text{ПР}} \cdot \Delta \dot{\omega} = \beta \cdot i^2 \cdot \Delta \omega + C_{\psi} \cdot \psi + b_{\psi} \cdot \dot{\psi} \end{cases} \quad (2)$$

где $M_{\text{ПР}}$ – масса привода; $M_{\text{Ц}}$ – масса цепи, лежащей на приводной звездочке; $J_{\text{ПР}}$ – момент инерции привода, приведенный к выходному валу редуктора; $J_{\text{ЗВ}}$ – момент инерции приводной звездочки; $C_{\text{ПР}}$ и $b_{\text{ПР}}$ – параметры жесткости и демпфирования рамы привода; C_{ψ} и b_{ψ} – параметры жесткости и демпфирования элементов привода на кручение, в настоящей модели подразумеваются характеристики вала на котором установлена приводная звездочка; β – параметр, характеризующий наклон рабочего участка механической характеристики двигателя; i – передаточное число механизма; R – радиус делительной окружности приводной звездочки.

валентного упруго-вязкого стержня в дискретные моменты времени, определяемые индексом t .

Во втором случае эквивалентный упруго-вязкий стержень разбивается на систему со средоточенных масс, соединенных друг с другом упруго-вязкими связями (рис. 2, б). Такая модель тягового органа описывается системой дифференциальных уравнений движения [3], а численное решение может быть найдено одним из известных методов [15].

Параметры упруго-вязких связей или эквивалентного тяговому органу стержня определяются исходя из выбранных типоразмеров его элементов [3, 16, 17].

Цепной тяговый орган конвейера обычно приводится в движение зацеплением звездочным или гусеничным приводом, поэтому привод становится источником периодического кинематического возмущения, которое действует постоянно при работе машины. Ниже, для примера, представлена модель звездочного привода.

Дискретная модель привода, представленная на рис. 3, а) описывается следующей системой уравнений:

Момент инерции $J_{\text{ПР}}$ определяется соотношением

$$J_{\text{ПР}} = 1,2 \cdot J_{\text{РОТ}} \cdot i^2,$$

где $J_{\text{РОТ}}$ – момент инерции ротора двигателя, коэффициент 1,2 характеризует участие врачающихся масс редуктора.

Первое уравнение системы (2) описывает упругие смещения рамы привода $X_{\text{ПР}}$ от положения равновесия под действием динамических нагрузок $P_{\text{ПР1}}$ и $P_{\text{ПР2}}$ со стороны тягового органа, определяемых, например, в случае представления тягового органа моделью с распределенными параметрами, соотношениями



$$P_{\text{ПР1}} = \frac{EF}{\Delta x} \cdot (U_{\text{ПР1}} - U_{\text{ПР1-1}}) \quad \text{и} \quad P_{\text{ПР2}} = \frac{EF}{\Delta x} \cdot (U_{\text{ПР2+1}} - U_{\text{ПР2}}). \quad (3)$$

где EF – приведенная жесткость 1 м тягового органа, Δx – дискретность разбиения модели тягового органа при решении уравнения (1) конечно-разностным методом, U с соответствующими индексами – в координаты узлов

модели тягового органа, взаимодействующих с моделью привода (индекс, указывающий на временную координату условно не указан).

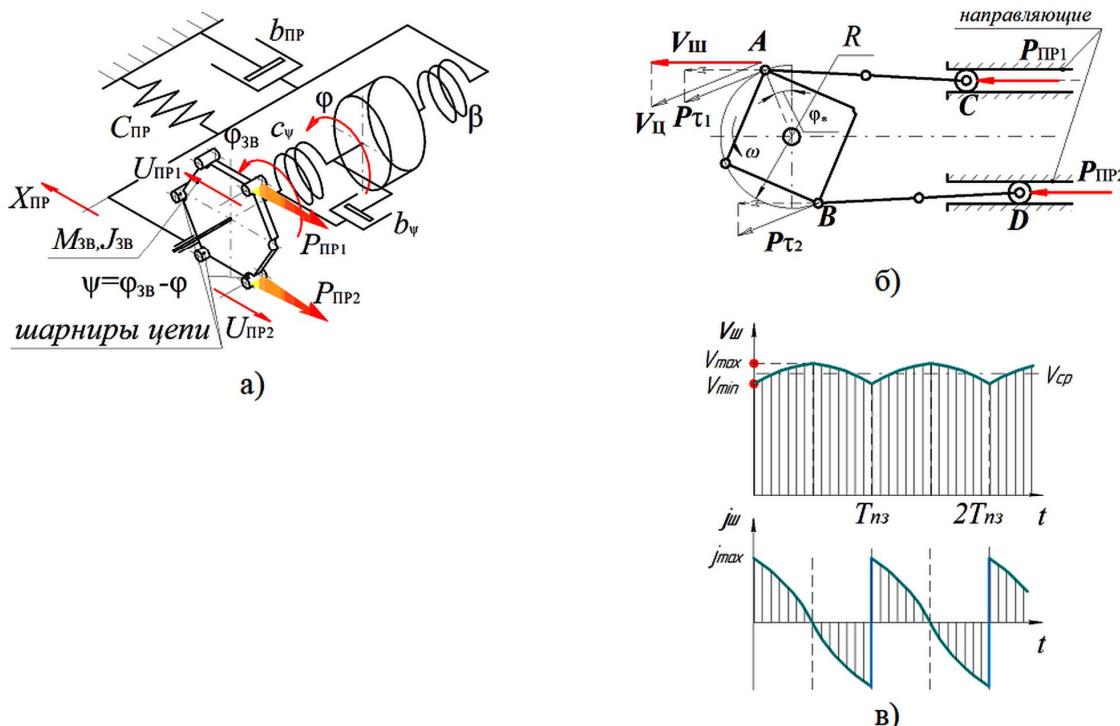


Рис. 3. Подмодель приводного устройства: а) динамическая модель; б) схема к определению направлений действующих усилий; в) графики скорости и ускорения шарниров цепи, входящих в зацепление с зубьями приводной звездочки

Усилия $P_{1\tau}$ и $P_{2\tau}$ во втором уравнении системы (2), характеризующем крутильные колебания звездочки совместно с находящейся на ней цепью с углом отклонения, заданным координатой ψ , являются проекциями усилий

$$P_{1\tau} = P_{\text{ПР1}} \cdot \cos(\varphi_* + \psi - \pi/z); \quad P_{2\tau} = P_{\text{ПР2}} \cdot \cos(\varphi_* + \psi - \pi/z), \quad (4)$$

где z – число зубьев звездочки.

Последнее уравнение системы (2) определяет отклонение скорости вращения выходного вала редуктора привода $\Delta\omega$ от его номинальной скорости ω под действием внешних динамических усилий. При этом абсолютный угол поворота выходного вала определяется интегрированием

$$\varphi = \int (\omega + \Delta\omega) dt,$$

а затем приводится, при помощи функции округления до меньшего целого $floor(u)$, к

лий $P_{\text{ПР1}}$ и $P_{\text{ПР2}}$ на оси касательные делимой окружности звездочки проведенные через точки касания шарниров цепи с зубьями (рис. 3, б)

диапазону $[-\pi/z ; +\pi/z]$, соответствующему изменению угла поворота звездочки во время одного перезацепления её зуба с шарниром цепи

$$\varphi_* = -\pi/z + \varphi - \frac{2\pi}{z} floor\left(\frac{\varphi \cdot z}{2\pi}\right). \quad (5)$$

Величина параметра β может быть определена по паспортным характеристикам двигателя:

$$\beta = \frac{-M_{\text{НОМ}}}{\omega_0 \cdot s},$$



где ω_0 – синхронная частота вращения электромагнитного поля статора; $M_{\text{ном}}$ – номинальный момент двигателя; s – скольжение электродвигателя при номинальном моменте, выраженное в долях от 1.

Известно, что скорость шарниров цепи в А и В горизонтальном направлении $V_{\text{ш}}(t) = R \cdot \omega \cdot \cos(\varphi)$ (рис. 3, б) набегающего и сбе-

гающего с приводной звездочки переменна, что приводит к возникновению ускорений (рис. 3, в) и передаваемых на цепь тягового органа динамических возмущений. Вычитая среднюю скорость движения шарнира $V_{\text{ср}}$ из $V_{\text{ш}}(t)$, а затем интегрируя по времени получают законы относительных движений выходных узлов звездочного привода:

$$\begin{aligned} U_{\text{ПР1}}(t) &= R \cdot \sin(\varphi_* + \psi - \pi/z) + \sqrt{l_0^2 - (R \cdot \cos(\varphi_* + \psi - \pi/z) - h)^2} - \\ &\quad - \frac{R \cdot \omega \cdot z}{\pi} \cdot \sin(\pi/z) \cdot t + R \cdot \sin(\pi/z) - \sqrt{l_0^2 - (R \cdot \cos(\pi/z) - h)^2} + X_{\text{ПР}} + \xi_1 \\ U_{\text{ПР2}}(t) &= R \cdot \sin(\varphi_* + \psi - \pi/z) + \sqrt{l_0^2 - (R \cdot \cos(\varphi_* + \psi - \pi/z) - h)^2} - \\ &\quad - \frac{R \cdot \omega \cdot z}{\pi} \cdot \sin(\pi/z) \cdot t + R \cdot \sin(\pi/z) - \sqrt{l_0^2 - (R \cdot \cos(\pi/z) - h)^2} - X_{\text{ПР}} - \xi_2 \end{aligned} \quad (6)$$

Координата φ^{**} определяет положение сбегающего со звездочки шарнира цепи, поэтому при четном числе её зубьев z , когда

$$\varphi^{**}(t) = \begin{cases} \varphi_*(t) + \pi/z & \text{при } \varphi(t) \leq \pi/z \\ \varphi_*(t) - \pi/z & \text{при } \varphi(t) > \pi/z \end{cases} \quad (4)$$

Параметры ξ_1 и ξ_2 необходимы для обеспечения равновесного состояния динамической системы в начальный момент времени. Они определяются на этапе задания начальных условий. Так, например, в начальный момент времени при начальных положениях координат модели привода $\varphi_{*0} = -2\pi/z$, $\psi_0 = 0$, $X_{\text{ПР0}} = 0$ определяются перемещения выходных узлов $U_{\text{ПР1}}$ и $U_{\text{ПР2}}$ по соотношениям (5). Таким же образом определяются координаты выходных узлов остальных дискретных подмоделей. Затем вычисляются координаты тягового органа таким образом, чтобы он в начальный момент времени оказался бы равномерно нагружен по всей его длине. Это его состояние и будет начальным. Таким образом привод оказывается нагружен внешней ненулевой нагрузкой, а значит будет находиться не в равновесном начальном состоянии. Чтобы уравновесить систему рассчитываются новые начальные условия

$$X_{\text{ПР0}} = (P_{\text{ПР1}} + P_{\text{ПР2}})/C_{\text{ПР}};$$

$$\psi_0 = (P_{1\tau} - P_{2\tau})R/C_\psi;$$

$$\varphi_* = \varphi_{*0} - \psi,$$

а параметры ξ_1 и ξ_2 принимаются равными – $X_{\text{ПР0}}$, чтобы сохранить вычисленные ранее

сбегающий и набегающий шарниры движутся одинаково, $\varphi^{**} = \varphi_*$, а при нечетном

координаты выходных узлов привода $U_{\text{ПР1}}$ и $U_{\text{ПР2}}$ неизменными.

Натяжное и отклоняющее устройства в общей модели конвейера являются источниками дополнительных инерционных нагрузок. Они способны поглощать и отражать часть энергии упругих волн, распространяющихся в тяговом элементе конвейера.

При создании динамических моделей этих устройств, представленных на рис.4, приняты следующие положения и допущения:

- натяжное и отклоняющее устройства – ведомые элементы, поэтому изменение обобщенных координат моделей происходит только под действием внешних воздействий;

- не учитывается вращательная инерция отклоняющих звездочек, т.к. наличие звездочки не влияет на распространение упругих волн деформации в тяговой цепи;

- сопротивления в шарнирах вращающихся элементов не учитываются, т.к. рассматриваются относительные колебания системы, а скорость вращения не меняет знак;

- для упрощения модели натяжного устройства принято условие, что набегающий и сбегающий участки тягового органа параллельны направлению колебаний устройства в продольном направлении.



Динамическая модель отклоняющего устройства (рис. 4, а) представлена системой из двух масс $m_{\text{Ц}} = m_0 \cdot z_3 \cdot t_{\text{Ц}} / 8$, характеризующих тяговую цепь, находящуюся на отклоняющей звездочке, где z_3 – число зубьев

$$\begin{cases} m_{\text{Ц}} \cdot \ddot{U}_{\text{OY1}} = -P_1 + C_{\text{Ц}}(U_{\text{OY2}} - U_{\text{OY1}}) + b_{\text{Ц}}(\dot{U}_{\text{OY2}} - \dot{U}_{\text{OY1}}) \\ m_{\text{Ц}} \cdot \ddot{U}_{\text{OY2}} = P_2 + C_{\text{Ц}}(U_{\text{OY1}} - U_{\text{OY2}}) + b_{\text{Ц}}(\dot{U}_{\text{OY1}} - \dot{U}_{\text{OY2}}) \end{cases}, \quad (7)$$

где P_1 и P_2 – усилия, действующие со стороны тягового органа, которые могут быть

звездочки, $t_{\text{Ц}}$ – шаг цепи. Массы соединены упруго-вязкой связью, параметры которой определяются длиной участка цепи, находящейся на звездочке. Система дифференциальных уравнений движения имеет вид

определенны аналогично усилиям, действующим на привод по выражениям (3).

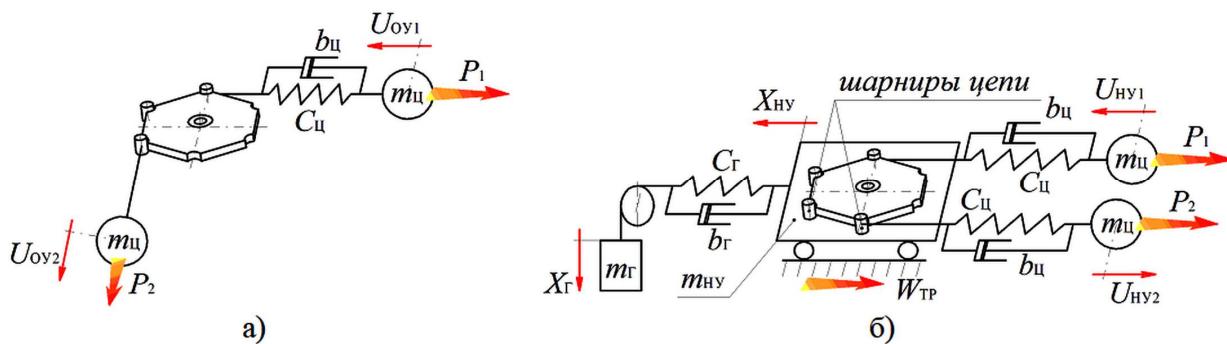


Рис. 4. Динамические модели: а) отклоняющего и б) натяжного устройств

Так как отклоняющее устройство не вносит в колебания тягового органа дополнительных сопротивлений его подмодель можно не включать в общую модель конвейера.

$$\begin{cases} m_{\text{Ц}} \cdot \ddot{U}_{\text{HY1}} = -P_1 + C_{\text{Ц}}(U_{\text{HY2}} - U_{\text{HY1}} + 2X_{\text{HY}})/2 + b_{\text{Ц}}(\dot{U}_{\text{HY2}} - \dot{U}_{\text{HY1}} + 2\dot{X}_{\text{HY}})/2 \\ m_{\text{Ц}} \cdot \ddot{U}_{\text{HY2}} = P_2 + C_{\text{Ц}}(U_{\text{HY1}} - U_{\text{HY2}} - 2X_{\text{HY}})/2 + b_{\text{Ц}}(\dot{U}_{\text{HY1}} - \dot{U}_{\text{HY2}} - 2\dot{X}_{\text{HY}})/2 \\ m_{\text{HY}} \cdot \ddot{x}_{\text{HY}} = C_{\Gamma} \cdot (x_{\Gamma} - x_{\text{HY}}) + b_{\Gamma} \cdot (\dot{x}_{\Gamma} - \dot{x}_{\text{HY}}) + C_{\text{Ц}}(U_{\text{HY1}} - U_{\text{HY2}} - 2X_{\text{HY}}) + \\ + b_{\text{Ц}}(\dot{U}_{\text{HY1}} - \dot{U}_{\text{HY2}} - 2\dot{X}_{\text{HY}}) + W_{\text{TP}} \\ M_{\Gamma} \cdot \ddot{x}_{\Gamma} = C_{\Gamma} \cdot (X_{\text{HY}} - X_{\Gamma}) + b_{\Gamma} \cdot (\dot{X}_{\text{HY}} - \dot{X}_{\Gamma}) \end{cases}. \quad (8)$$

Здесь обобщенные координаты имеют следующий смысл: U_{HY1} и U_{HY2} – положения дискретных масс, характеризующих цепь, находящуюся на отклоняющей звездочке устройства; X_{HY} – перемещение рамы натяжного устройства; X_{Γ} – перемещение груза натяжного устройства.

Параметры модели натяжного устройства: $m_{\text{Ц}}$ – половина массы тягового органа вращающаяся совместно с отклоняющей звездочкой; $C_{\text{Ц}}$ и $b_{\text{Ц}}$ – параметры упруго-вязкой связей между звездочкой и элементами цепи; m_{HY} – масса элементов натяжного устройства совершающих продольные колебания; m_{Γ} – масса натяжного груза; C_{Γ} и b_{Γ} – параметры

системы уравнений движения, описывающая колебания элементов натяжного устройства имеет вид

僵硬性 и демпфирования рамы устройства, натяжной пружины либо элемента подвески груза в зависимости от типа натяжного устройства; W_{TP} – сила сухого трения, действующая между основанием и рамой устройства; P_1 и P_2 – усилия, действующие со стороны тягового органа.

Динамической моделью рис.4, б) можно описать и другие виды натяжных устройств. Например, при моделировании винтового натяжного устройства следует зафиксировать координату $X_{\Gamma} = 0$ и исключить из системы 8 последнее уравнение, а параметры C_{Γ} и b_{Γ} задать соответствующими характеристиками винтов устройства.

Особое внимание необходимо уделять моделированию действия на систему силы трения W_{TP} между основанием и рамой натяжного устройства. Здесь протекают процессы перехода от трения покоя к трению скольжения и обратно, при этом величины сил трения определяются по-разному.

Находясь в состоянии покоя, возникающая сила трения W_{TP} не больше силы трения покоя W_{Π} и направлена противоположно внешнему усилию P_{BH} , действующему на покоящееся тело. Если тело (в нашем случае – рама натяжного устройства) находится в движении относительно опорной поверхности, то сила трения равна силе трения скольжения W_C или качения, в зависимости от устройства ходовой части. Учитывая принятые обозначения, величина сил трения W_{TP} в системе (7) определяется в следующем порядке:

$$\begin{cases} W_{TP} = -P_{BH} & \text{если } (\dot{x}_{HY} = 0) u(|P_{BH}| < W_{\Pi}); \\ W_{TP} = W_{\Pi} \cdot sign(-P_{BH}) & \text{если } (\dot{x}_{HY} = 0) u(|P_{BH}| > W_{\Pi}); \\ W_{TP} = W_C \cdot sign(-\dot{x}_{HY}) & \text{во всех остальных случаях}, \end{cases}$$

Решая системы уравнений (2), (7) и (8) определяют координаты выходных узлов дискретных устройств, которые являются граничными условиями для модели тягового органа (рис. 1). Решая уравнения модели тягового органа, определяются усилия, действующие на дискретные устройства. Таким образом получается полностью замкнутая динамическая модель конвейера, позволяющая исследовать динамические усилия в тяговом органе и элементах дискретных устройств, возникающие в следствии возмущений, вызванных кинематикой зацепления привода с шарнирами тяговой цепи машины.

3. Численные эксперименты

Для количественной оценки результатов расчета максимальных динамических усилий, возникающих в тяговом элементе цепного конвейера проведен ряд численных экспериментов. Моделировался ряд цепных конвейеров при различной скорости транспортирования с общей длиной трассы равной 66 м, 242 м, 814 м, схема которых представлена на рис. 5.

1. Расчет внешней силы и сил трения покоя и скольжения, действующих на тележку натяжного устройства

$$\begin{aligned} P_{BH} = & C_{\Gamma} \cdot (x_{\Gamma} - x_{HY}) + b_{\Gamma} \cdot (\dot{x}_{\Gamma} - \dot{x}_{HY}) + \\ & + C_{\Pi} (U_{HY1} - U_{HY2} - 2X_{HY}) + ; \\ & + b_{\Pi} (U_{HY1} - U_{HY2} - 2\dot{X}_{HY}) \\ W_{\Pi} = & M_{HY} \cdot g \cdot f_{\Pi} ; \\ W_C = & M_{HY} \cdot g \cdot f , \end{aligned}$$

где f_{Π} , f – коэффициенты трения (сопротивления) скольжения и покоя между рамой натяжного устройства и поверхностью скольжения.

2. Определение величины силы трения согласно следующим условиям, разделяющим состояние движения и покоя между взаимодействующими телами, в нашем случае направляющими и подвижной рамой натяжного устройства:

$$P_{BH} = (|P_{BH}| < W_{\Pi}) ;$$

$$P_{BH} = (|P_{BH}| > W_{\Pi}) ;$$

всех остальных случаях,

Сформировано 24 расчетные схемы, помимо вышеуказанных параметров отличающихся числом зубьев приводной звездочки, геометрические параметры трасс, скорости транспортирования и погонные нагрузки от грузов на соответствующих участках трассы q_1, q_2, q_3 (кг/м) приведены в табл. 1.

Также расчеты проводились по моделям незагруженных конвейеров ($q_1 = q_2 = q_3 = 0$ кг/м), что удваивает количество численных экспериментов.

Тяговый орган, представляющий собой цепь типа Р2 с шагом цепи 100 мм и грузовыми подвесками с общей погонной массой $q_0 = 20$ кг/м, моделируется эквивалентным упруго-вязким стержнем с параметром жесткости $EF = 21000000$ Н [16], и коэффициентом поглощения энергии равным $\psi = 0,2$ [17].

Общие для всех схем динамические параметры модели привода: масса привода $M_{PR} = 2500$ кг; жесткость $C_{PR} = 100000000$ Н/м и коэффициент вязкого сопротивления $b_{PR} = 15000$ Н с/м рамы привода; коэффициент крутильной жесткости выходного вала привода $C_{\phi} = 1000000$ Н м/рад, и соответствую-



Таблица 1

Параметры расчетных схем моделей конвейеров

№ схемы	L, м	v, м/с	z	Длины участков			Нагруженность участков					
				L ₁ , м	L ₂ , м	L ₃ , м	q ₁ , кг/м	q ₂ , кг/м	q ₃ , кг/м			
1	66	0,167	10	6	21	39	0	9,8	25,2			
2		0,33										
3		0,521										
4		0,75										
5 – 8	66	0,167...0,75	13									
9 – 12	242	0,167...0,75	10	24	73	145						
13 – 16		0,167...0,75	13									
17 – 20	814	0,167...0,75	10	82	243	489						
21 – 24		0,167...0,75	13									

Примечание: L – общая длина трассы; v – скорость движения конвейера; z – число зубьев приводной звездочки; L₁, L₂, L₃ – длины участков трассы с различной загруженностью q₁, q₂, q₃

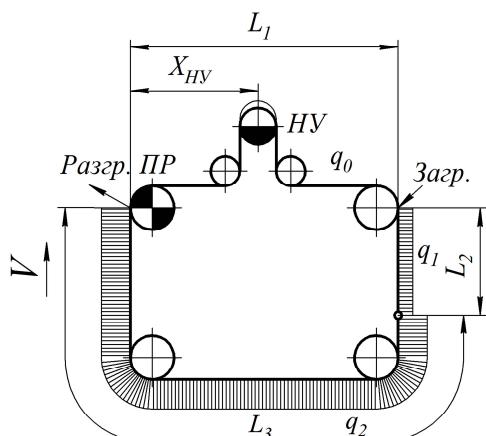


Рис. 5. Схема трассы конвейера со звездочным приводом

щий коэффициент вязкого сопротивления крутильным колебаниям $b_{\phi} = 10000$ Н с м/рад. Момент инерции звездочки с числом зубьев $z = 10$ принят $J_{\text{ЗВ}} = 5 \text{ кг м}^2$, а с числом зубьев $z = 13$ принят $J_{\text{ЗВ}} = 14 \text{ кг м}^2$. Параметры момента инерции ротора двигателя J_P , коэффициента наклона механической характеристики двигателя β и передаточного числа редуктора i определяются мощностью двигателя, требуемой для движения конвейера, построенного по соответствующей схеме и соответствующей скоростью движения. Эти параметры приведены в табл. 2.

Симуляции проводились при дискретности разбиения модели тягового органа $\Delta x = 0,5$ м, и дискретности по времени $\Delta t = 0,000005$ с. Для отдельных схем, когда реше-

ние расходилось, дискретность по времени уменьшалась в два раза (для моделей, построенных по схемам 5, 13, 21).

Таблица 2
Параметры привода и натяжного устройства

№ схемы	Параметры модели привода			Масса груза натяжного устройства
	$J_P, \text{ кг м}^2$	$\beta, \text{ Н м с/рад}$	i	
1	0,048	3,47	152	250
2			77	
3			49	
4			34	
5			197	
6			100	
7			63	
8			44	
9,10	0,048	3,47		В зависимости от скорости движения цепи конвейера и числа зубьев приводной звездочки, как в схемах 1- 8
11,12	0,115	10,53		
13,14	0,048	3,47		
15, 16	0,115	10,53		
17	0,115	10,53		
18	0,225	21,37		
19	0,312	32,4		
20	0,675	93,53		
21	0,115	10,53		
22	0,225	21,37		
23	0,312	32,4		
24	0,675	93,53		

Время моделирования выбиралось таким образом, чтобы в него уместилось не менее двух перезацеплений шарниров цепи с зубьями звездочки. Оно составило 2,5 с для

схем со скоростью $v = 0,167$ м/с; 1,5 с при $v = 0,33$ м/с; 1 с при $v = 0,521$ м/с и $v = 0,75$ м/с.

4. Результаты и выводы

При симуляции моделей с указанными выше параметрами определяются значения координат узлов тягового органа и координат отдельных масс узлов конвейера с течением модельного времени. Затем вычисляются величины динамических усилий, возникающих в конструкции машины. В данном исследовании изучается максимальные нагрузки в тяговом органе, поэтому в итоговые диаграммы были сведены максимальные расчетные динамические усилия по всему тяговому органу.

Однако для начала следует рассмотреть отдельные результаты моделирования в характерных точках. Для примера на рис. 6 представлены графики расчетных динамических усилий, действующих на приводное устройство для модели конвейера, построенной по схеме №1.

Первое, что следует отменить, это характер показанных зависимостей. При расчете модели без учета динамических характеристик привода и натяжного устройства (рис. 6, а), как и следовало ожидать, усилия на набегающей $P_{\text{ПР}1}$ и сбегающей $P_{\text{ПР}2}$ ветвях приводной звездочки взаимосимметричны относительно нулевой оси. Абсолютно жесткая модель привода и четное число зубьев приводной звездочки ($z = 10$) приводят к тому, что смещения узлов привода, взаимодействующих с тяговым органом, равны между собой ($U_{\text{ПР}1}(t) = U_{\text{ПР}2}(t)$). Поэтому, когда на набегающей ветви тяговый орган растягивается, то на сбегающей ветви он сжимается. Однако абсолютные величины усилий $P_{\text{ПР}1}$ и $P_{\text{ПР}2}$ различаются из-за различия в характеристиках нагруженности сбегающей и набегающей ветвей, и незначительному действию сосредоточенных масс, входящих в модель натяжного устройства и характеризующих массу цепи, находящуюся на звездочке (дело в том, что в моделях, не учитывающих динамические характеристики приводного и натяжного устройства было решено оставить сами динамические модели и отключить пе-

ремещение рамы и груза натяжного устройства, однако уравнения колебаний указанных масс, связывающих участки тягового элемента между собой были оставлены).

Упругие волны, создаваемые приводом и движущиеся в тяговом элементе, за время моделирования должны были успеть 38 раз (для модели без груза) пройти вдоль всей трассы и повлиять на значения усилий $P_{\text{ПР}1}$ и $P_{\text{ПР}2}$ таким образом, что графики этих усилий не были бы симметричны друг другу. Однако большая величина введенного в модель вязкого сопротивления способствует интенсивному затуханию воздействия привода и минимальному влиянию интерференции упругих волн в тяговом элементе.

Для модели учитывающей динамические характеристики приводного и натяжного устройств картина несколько иная (рис. 6, б). Графики усилий $P_{\text{ПР}1}$ и $P_{\text{ПР}2}$ не симметричны. Однако, в начальный период возмущения, когда действие дискретных устройств минимально, скачок динамического усилия одинаков для обоих моделей.

На графиках рис. 7 представлены результаты расчета динамических усилий в тяговом органе на набегающей и сбегающей с привода ветвях для схемы №5, в которой, в отличие от схемы №1, число зубьев приводной звездочки равно 13-ти.

При нечетном числе зубьев приводной звездочки узлы привода, взаимодействующие с тяговым органом, движутся в противофазе и создают в набегающей и сбегающей ветвях тягового органа усилия одинакового направления. Для моделей без учета динамических характеристик привода и натяжного устройства усилия с грузом и без груза (рис. 7, а) графики практически совпадают. Максимальное отклонение для усилия $P_{\text{ПР}2}$ составляет 6,9 Н, что составляет 3% от максимального значения динамических нагрузок. Для моделей, учитывающих динамические параметры дискретных устройств (рис. 7, б), линии, соответствующие расчетам ситуаций с грузом и без груза, так же оказываются достаточно близкими, а отличие максимального динамического усилия составляет 18,3% от наибольшего из них. Отметим, что величина максимального динамического усилия



во втором случае в 2,3 раза меньше, чем в первом, что говорит о том, что учет параметров дискретных устройств сильно влияет на

протекание динамических процессов в моделируемой конструкции.

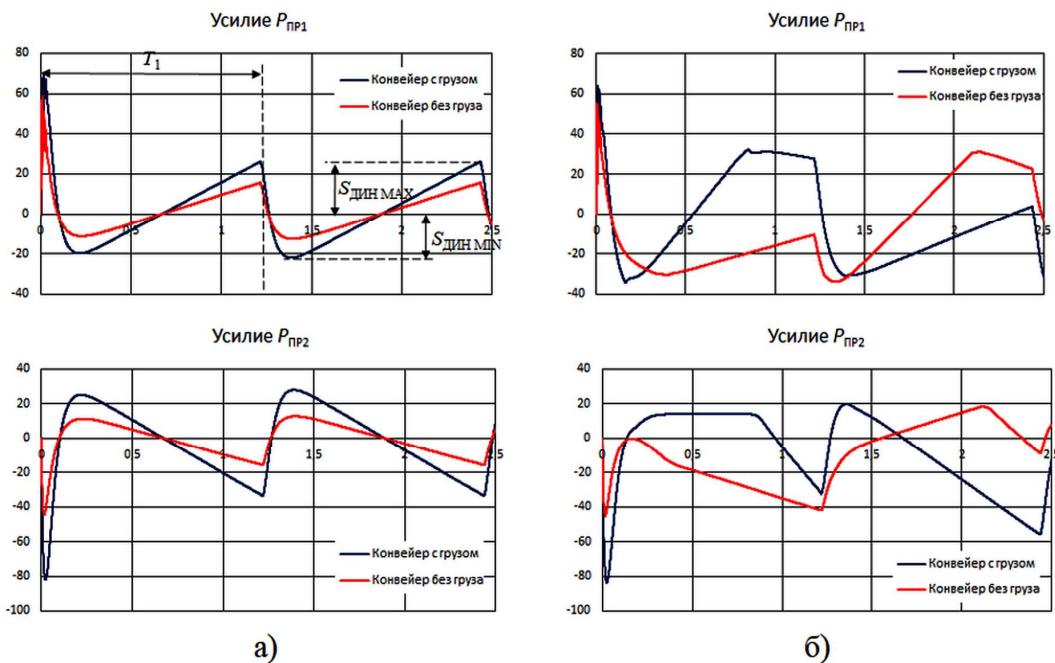


Рис. 6. Расчетные динамические усилия в тяговом элементе, набегающем на приводную звездочку, для модели по схеме №1: а) модель без учета динамических характеристик привода и натяжного устройства; б) модель с учетом динамических характеристик привода и натяжного устройства

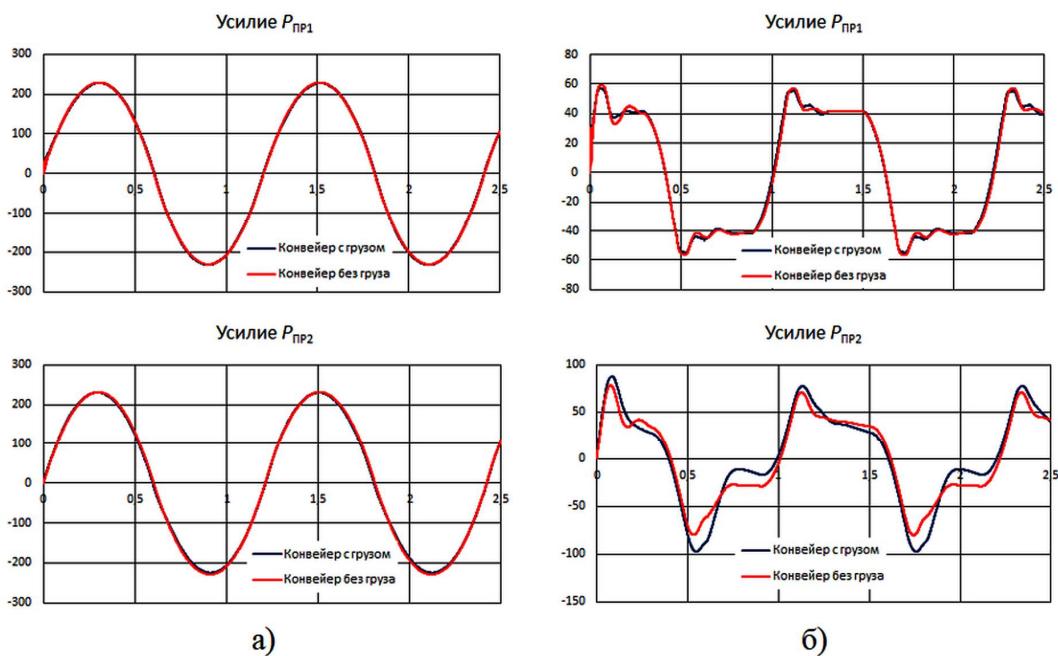


Рис. 7. Расчетные динамические усилия в тяговом элементе, набегающем на приводную звездочку, для модели по схеме №5: а) модель без учета динамических характеристик привода и натяжного устройства; б) модель с учетом динамических характеристик привода и натяжного устройства

При нечетном числе зубьев приводной звездочки узлы привода, взаимодействующие с тяговым органом, движутся в противофазе и создают в набегающей и сбегающей ветвях тягового органа усилия одинакового направления. Для моделей без учета динамических характеристик привода и натяжного устройства усилия с грузом и без груза (рис. 7, а) графики практически совпадают. Максимальное отклонение для усилия $P_{\text{ПР2}}$ составляет 6,9 Н, что составляет 3% от максимального значения динамических нагрузок. Для моделей, учитывающих динамические параметры дискретных устройств (рис. 7, б), линии, соответствующие расчетам ситуаций с грузом и без груза, так же оказываются достаточно близкими, а отличие максимального динамического усилия составляет 18,3% от наибольшего из них. Отметим, что величина максимального динамического усилия во втором случае в 2,3 раза меньше, чем в первом, что говорит о том, что учет параметров дискретных устройств сильно влияет на протекание динамических процессов в моделируемой конструкции.

Далее представлены результаты вычисления максимального значения динамического усилия, как абсолютного значения $S_{\text{дин}} = \max(|S_{\text{дин_max}}|, |S_{\text{дин_min}}|)$, в тяговом органе конвейеров, в совокупности для всех представленных выше вариантов схем. Следует отметить, что, для исключения влияний на полученный результат скачков нагрузки, возникающих при выводе системы из равновесия, не принимались во внимание результаты, полученные в период первого перезаполнения, происходящего в течение времени $T_1 = 2\pi/(z\omega)$ (рис. 6, а, верхний график), где ω – номинальное значение угловой скорости вращения приводной звездочки.

Результаты расчета максимальной величины динамических нагрузок аналитическим методом представлен в виде гистограммы на рис. 7.

Наиболее известная и часто используемая зависимость, полученная проф. Ганфштенгелем [3] дает предсказуемые результаты (рис. 8, а). Здесь величина динамической нагрузки прямо пропорциональна массе подвижных элементов конвейера и груза и обратно пропорциональна квадрату числа зубьев при-

водной звездочки. Учитывая, что данная зависимость пригодна только для конвейеров длиной до 15 м, она не может дать достоверный результат ни для одной из предложенных расчетных схем конвейеров.

Формула проф. Долголенко, учитывающая деформацию тягового органа [3], должна давать достоверные результаты для конвейеров длиной до 100...150 м, т.е. должна быть пригодна для расчета конвейеров по схемам 1 – 8 (рис. 7, б), длина трассы которых составляет 66 м. Для указанных схем, по сравнению с формулой Ганфштенгеля, результаты, полученные по формуле Долголенко, оказались на 5...35% меньше, при этом, с ростом заданной номинальной скорости отклонение между значениями результатов расчета увеличивается. Рассчитанное по формуле Долголенко значение динамической нагрузки оказывается не прямо пропорционально движущейся массе конвейера и груза, т.к. данная зависимость учитывает деформацию тягового органа конвейера. Это приводит к тому, что для конвейеров большой длины (для которых использование этой формулы не рекомендовано) в некоторых случаях результат расчета в ненагруженном конвейере оказывается больше, чем в нагруженном.

Результаты расчета максимального значения динамической нагрузке в цепном конвейере по их динамическим моделям представлены на гистограммах рис. 9. Получаемые здесь значения максимального динамического усилия меньше, а их отношение для груженого и не груженого конвейеров не пропорционально величине движущихся масс конвейера и груза, поэтому количественное сравнение с результатами аналитического расчета будет неуместным.

Качественно анализируя результаты, показанные на гистограммах рис. 8 и рис. 9 можно отметить ряд схем, для которых расчетное значение максимального динамического усилия, для моделей конвейера без груза, больше или близко к усилию для соответствующих моделей с грузом. Однако, номера этих схем для моделей, не учитывающих и учитывающих характеристики привода и натяжного устройства в рассматриваемых случаях не совпадают.



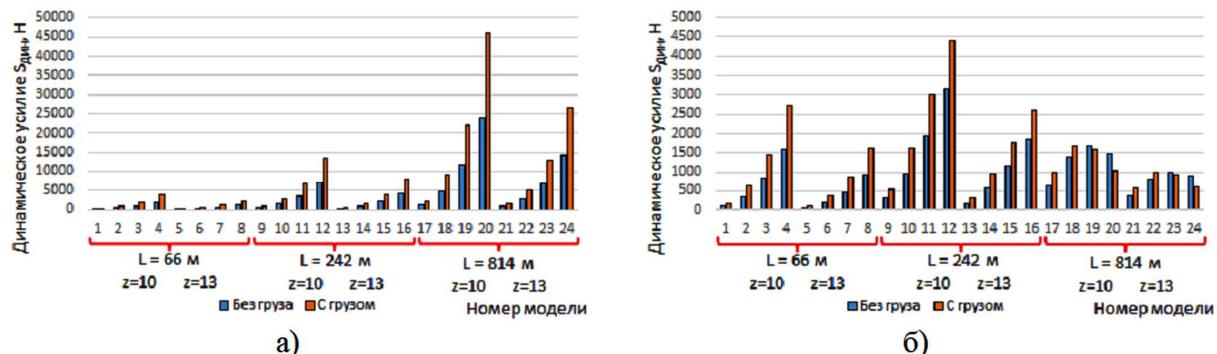


Рис. 8. Результаты расчета максимального значения динамического усилия в конвейерах по аналитическим зависимостям: а) расчетные значения динамических усилий по формуле Ганфштенгеля; б) расчетные значения динамических усилий по формуле Долголенко, учитывающей деформацию тягового органа

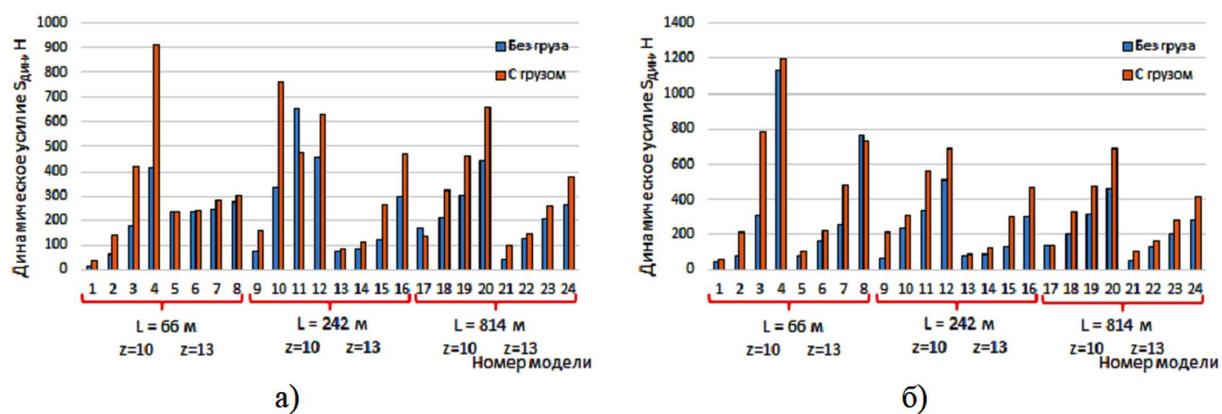


Рис. 9. Результаты расчета максимальных значений динамических усилий в конвейерах по динамической модели: а) результаты, полученные по динамической модели, не учитывающей характеристики привода и натяжного устройства; б) результаты, полученные по динамической модели, учитывающей характеристики привода и натяжного устройства

5. Заключение

В работе представлен способ построения комплексной динамической модели цепного конвейера. Приведены варианты исполнения подмоделей тягового органа, звездочного привода, натяжного и отклоняющего устройств, а также их математическое описание и принципы определения основных параметров и коэффициентов. Данная комплексная модель, для проведения расчетов, реализована в программном исполнении на языке высокого уровня.

Разработан и проведен ряд численных экспериментов с целью выявления особенностей расчета максимального значения динамической нагрузки в тяговом элементе конвейера при помощи построенных моделей и

общезвестных аналитических зависимостей.

Результаты аналитических расчетов по формулам Ганфштенгеля и Долголенко со-поставимы для конвейеров малой длины при одинаковых параметрах расчетных данных. Для конвейеров с большой длиной трассы, по данным работы [3], эти зависимости не применимы.

Расчет максимальных значений динамической нагрузки в тяговом элементе конвейеров при помощи динамических моделей учитывает упруго-вязкие характеристики тягового органа, динамические характеристики привода, натяжного устройства, поэтому получаемые результаты качественно иные. Прямое сравнение полученных в данной работе результатов расчета, из-за разли-

чия учитываемых в моделях физических факторов, – не правомерно. Качественно можно отметить, что близкие результаты расчета по моделям получились для конвейеров большой длины, что говорит о незначительном влиянии на динамические процессы эффектов, вносимых приводным и натяжным устройствами.

Однако, в следствие того, что известные аналитические зависимости для определения величины динамических нагрузок дают значительно завышенные результаты, использование динамических моделей выглядит более правомерно. Так как имеются различия в результатах расчета по моделям, учитывающим и не учитывающим характеристики отдельных устройств конвейера, в провероч-

ных расчетах элементов конвейера, например расчетах на прочность элементов тяговой цепи, следует в качестве динамической добавки принимать наибольшее из найденных значений.

Следует отметить, что представленную комплексную модель можно применять при оценке близости работы цепного конвейера к резонансному режиму, когда частота кинематических возмущений привода близка к одной из собственных частоте машины. Однако, для построения четкой методики резонансного анализа, с целью выявления необходимых расчетных параметров моделей и методов обработки результатов расчета, необходимы дополнительные исследования.

Список литературы

1. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1983. 487 с.

2. Пертен Ю.А. Конвейерные системы. Ч.1: Справ. СПб.: НПО «Профессионал», 2008. 588 с.

3. Смирнов В.Н. Подвесные конвейеры. Теория расчета, прогнозирование тенденций развития. СПб.: Изд-во СПБГПУ, 2006. 267 с.

4. Лазуткина Н.А. Исследование продольной динамики цепного конвейера // Современные проблемы науки и образования. 2013. № 5. С. 154.

5. Shoubo J., Weijian R., Qinghua M., Qingliang Z., Pengfei Y., Kuidong G., Liang W. Dynamic Analysis of the Scraper Conveyor under Abnormal Operating Conditions Based on the Vibration and Speed Characteristics // Shock and Vibration. 2021. 8887744. 17 p. DOI: 10.1155/2021/8887744

6. Jiang S.B. Contact analysis of chain drive in scraper conveyor based on dynamic meshing properties // International Journal of Simulation Modelling. 2018. Vol. 17. №. 1. P. 81-91.

7. Świdler J., Herbuś K., Szewerda K. Dynamic analysis of scraper conveyor operation with external loads // MATEC Web of Conferences. EDP Sciences, 2017. Vol. 94. P. 01009.

References

1. Spivakovskij A.O., Dyachkov V.K. *Transportiruyushchie mashiny* [Transporting machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1983. 487 p. (In Russian)
2. Pertn Yu.A. *Konvejernye sistemy* [Conveyor Systems]. St.Petersburg, NPO «Professional», 2008. 588 p. (In Russian)
3. Smirnov V.N. *Podvesnye konvejery. Teoriya rascheta, prognozirovaniye tendencij razvitiya* [Suspended conveyors. Theory of calculation, forecasting of development trends]. St.Petersburg, Izd-vo SPBGPU, 2006. 267 p. (In Russian)
4. Lazutkina N.A. *Issledovanie prodolnoj dinamiki cepnogo konvejera* [The study of the longitudinal dynamics of a chain conveyor belts] // *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya*, 2013, No.5, pp. 154. (In Russian)
5. Shoubo J., Weijian R., Qinghua M., Qingliang Z., Pengfei Y., Kuidong G., Liang W. Dynamic Analysis of the Scraper Conveyor under Abnormal Operating Conditions Based on the Vibration and Speed Characteristics. *Shock and Vibration*, 2021, 8887744, 17 p. DOI: 10.1155/2021/8887744
6. Jiang S.B. Contact analysis of chain drive in scraper conveyor based on dynamic meshing properties. *International Journal of Simulation Modelling*, 2018, Vol.17, No.1, pp. 81-91.



8. Ловейкин В.С., Ромасевич Ю.А., Грушко А.Е. Математическое моделирование движения скребкового транспортера // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2015. Т. 3, № 9-3(20-3). С. 317-321. DOI: 10.12737/16932.
9. Cubero A.F., Artes M. Vibration Model of a POM Chain Conveyor for the Automobile Industry. IN: New Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications, Mechanisms and Machine Science 17, Springer. 2014. P. 41-48.
10. Yang J., Fu S., Wang D. Dynamic simulation of startup-characteristics of scraper conveyor based AMEsim // 2015 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA).
11. Ещин Е.К. Динамика скребковых конвейеров. Обзор // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2015. № 1(107). С. 108-116.
12. Zhang D., Mao J., Liu Z. Dynamics simulation and experiment on the starting and braking of scraper conveyor // Journal of China Coal Society. 2016. №2. P. 513-521.
13. Шпрехер Д.М., Бабокин Г.И., Зеленков А.В., Овсянников Д.С. Универсальная компьютерная модель для исследования динамики скребкового конвейера с двухдвигательным приводом // Известия высших учебных заведений. Электромеханика. 2021. Т. 64, № 2. С. 56-64. DOI: 10.17213/0136-3360-2021-2-56-64.
14. Korobko M.M. Discrete model of chain conveyor movement dynamics // Machinery & Energetics. 2020. T. 11. №. 4. С. 89-94.
15. Формалев В.Ф., Ревизников Д.Л. Численные методы. М.:ФИЗМАТЛИТ, 2004.
16. Никитин С.В. Расчетное определение упруго-вязких параметров конвейерных цепей // Научно технические ведомости СПбГПУ. 2014. № 1: Наука и образование. 2014. С. 156–163.
17. Никитин С.В. Учет диссиации энергии в тяговом элементе в динамической модели цепного конвейеров // Современное машиностроение. Наука и образование. 2021. № 10. С. 748-763.
7. Świder J., Herbuś K., Szewerda K. Dynamic analysis of scraper conveyor operation with external loads. In: MATEC Web of Conferences. EDP Sciences, 2017, Vol. 94, pp. 01009.
8. Lovejkin V.S., Romasevich Yu.A., Grushko A.E. Matematicheskoe modelirovanie dvizheniya skrebkovogo transportera [Mathematical modeling of a scraper conveyor movement]. Aktualnye napravleniya nauchnykh issledovanij XXI veka: teoriya i praktika, 2015, Vol.3, No.9-3(20-3), pp. 317-321. DOI: 10.12737/16932. (In Russian)
9. Cubero A.F., Artes M. Vibration Model of a POM Chain Conveyor for the Automobile Industry. IN: New Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications, Mechanisms and Machine Science 17, Springer. 2014, pp.41-48.
10. Yang J., Fu S., Wang D. Dynamic simulation of startup-characteristics of scraper conveyor based AMEsim In: 2015 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA).
11. Eshchin E.K. Dinamika skrebkovykh konvej-erov. Obzor [Dynamics of Scraper Conveyors. Review]. Vestnik Kuzbas-skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta, 2015, No.1(107), pp. 108-116. (In Russian)
12. Zhang D., Mao J., Liu Z. Dynamics simulation and experiment on the starting and braking of scraper conveyor. Journal of China Coal Society, 2016, No.2, pp. 513-521.
13. Shprekher D.M., Babokin G.I., Zelenkov A.V., Ovsyannikov D.S. Universalnaya kompyuternaya model dlya issledovaniya dinamiki skrebkovogo kon-vejera s dvukh-dvigatel'nym privodom [Universal computer model for studying the dynamics of a two-motor scraper conveyor]. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenij. Ehlektromekhanika, 2021, Vol. 64, No.2, pp. 56-64. DOI: 10.17213/0136-3360-2021-2-56-64. (In Russian)
14. Korobko M.M. Discrete model of chain conveyor movement dynamics. Machinery & Energetics, 2020, Vol.11, No.4, pp. 89-94.
15. Formalev V.F., Reviznikov D.L. Chislenyye metody [Numerical Methods].



- ‡ Moscow, FIZMATLIT, 2004. (In Russian)
- ‡ 16. Nikitin S.V. *Raschetnoe opredelenie uprugo-vyazkikh parametrov konvejernykh cepej* [Calculation definition of visco-elastic parameters of the conveyor chains]. *Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPBGPU. Nauka i obrazovanie*, 2014, pp. 156–163. (In Russian)
- ‡ 17. Nikitin S.V. *Uchet dissipacii ehnergii v tyagovom ehlemente v dinamicheskoy modeli cepnogo konvejerov* [Accounting for energy dissipation in the traction element in the dynamic model of the chain conveyor]. *Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie*, 2021, No.10, pp. 748-763. (In Russian)

УДК (UDC) 621.867.61/62-59

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ФРИКЦИОННОГО ТОРМОЗНОГО РОЛИКА
ГРАВИТАЦИОННОГО РОЛИКОВОГО КОНВЕЙЕРА СТЕЛЛАЖА ДЛЯ ПАЛЛЕТ

DYNAMIC MODEL OF A FRICTION BRAKE ROLLER OF A GRAVITY ROLLER
CONVEYOR OF A PALLET RACK

Сафронов Е.В.
Safronov E.V.

Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)
Bauman Moscow State Technical University (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Гравитационные роликовые конвейеры широко применяются в составе стеллажных систем, позволяющих увеличить скорость обработки грузов и увеличить плотность хранения на складах паллетного хранения. Особенностью конструкции гравитационного роликового конвейера стеллажей является использование тормозных устройств, обеспечивающих ограничение скорости движения паллет. В работе представлена динамическая модель фрикционного тормозного ролика, широко используемого в качестве применяемого тормозного устройства. Представлен анализ динамических процессов раздельного и совместного движения паллеты и фрикционного тормозного ролика, установлены расчетные зависимости для определения длительности каждого из процессов и линейной скорости обечайки фрикционного тормозного ролика. Приведен пример расчета по динамической модели разработанного фрикционного тормозного ролика. Результаты расчета показали, что длительность раздельного движения паллеты и фрикционного тормозного ролика при его разгоне до скорости срабатывания не превышает 0,02 с, со скоростью срабатывания до скорости сцепления паллеты с обечайкой фрикционного тормозного ролика составляет 0,012...0,015 с. Продолжительность совместного движения паллеты и фрикционного тормозного ролика возрастает при увеличении массы паллеты и для паллеты массой 1500 кг составляет 0,4...0,5 с

Ключевые слова: гравитационный роликовый конвейер, паллета, фрикционный тормозной ролик, динамическая модель, гравитационный стеллаж.

Дата получения статьи: 02.09.2025
Дата принятия к публикации: 21.10.2025
Дата публикации: 25.12.2025

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)», e-mail: safronov@bmstu.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4250-7147>

Abstract. Gravity roller conveyors are widely used as part of racking systems, allowing for increased pallet handling speed and storage density in pallet warehouses. A special feature of the construction of the gravity pallet racks is the use of braking devices that limit the speed of movement of pallets. The paper presents a dynamic model of a friction brake roller, which is widely used as an applied braking device. An analysis of the dynamic processes of separate and joint movement of the pallet and the friction brake roller is presented, calculated dependencies are established to determine the duration of each process and the linear velocity of the friction brake roller. An example calculation based on the dynamic model of the developed friction brake roller is given. The calculation results showed that the duration of the separate movement of the pallet and the friction brake roller during its acceleration to the actuation rate does not exceed 0.02 s, from the actuation rate to the adhesion speed of the pallet with the friction brake roller is 0.012...0.015 s. The duration of the joint movement of the pallet and the friction roller increases with increasing pallet weight and is 0.4...0.5 s for a pallet weighing 1,500 kg.

Keywords: gravity roller conveyor, pallet, brake roller, dynamic model, pallet flow rack.

Date of manuscript reception: 02.09.2025
Date of acceptance for publication: 21.10.2025
Date of publication: 25.12.2025

Authors' information:

Evgeniy V. Safronov – Candidate Technical Sciences, Associate Professor of the Department “Lifting and Transport Systems”, Bauman Moscow State Technical University, e-mail: safronov@bmstu.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4250-7147>

1. Введение

Транспортная стратегия РФ предполагает рост производительности труда в транспортном комплексе РФ на 67,2%. Для этого необходимо создание комплекса мультимодальных транспортно-логистических центров вблизи крупнейших точек потребления. Одним из основных элементов инфраструктуры таких комплексов являются склады, оснащенные различными типами оборудования, включая стеллажные и автоматизированные системы [1].

Основной транспортной единицей таких комплексов являются деревянные поддоны [2], продажи которых в период с 2017-2021 гг. выросли в 2,1 раза.

Одним из решений, позволяющих повысить эффективность работы склада, а также снизить затраты на площадь хранения и повысить скорость обработки грузов являются гравитационные стеллажи, состоящие из гравитационного роликового конвейера и стеллажной конструкции [3 - 6].

Гравитационные роликовые конвейеры являются одним из самых дешевых машин непрерывного транспорта [7]. Использование гравитационных роликовых конвейеров в конструкции стеллажа для паллет предполагает применение тормозных роликов – устройств, ограничивающих скорость движения паллет [8]. В работах [9, 10] рассмотрены математические модели установившегося движения паллеты по тормозным роликам различных конструктивных исполнений – фрикционного и магнитного типов. Однако не рассмотренными оставались динамические процессы, возникающие при движении паллеты по гравитационному роликовому конвейеру.

Целью настоящего исследования является исследование процессов взаимодействия паллеты и фрикционного тормозного ролика, наиболее широко используемого в качестве тормозного устройства в гравитационном роликовом конвейере стеллажей для паллет.

2. Постановка задачи

Наибольшую сложность в теории гравитационного конвейера представляет исследование совместного движения роликов и грузов [11]. В данной работе будем рассматривать динамический процесс, возникающий при наезде паллеты на неподвижный фрикционный тормозной ролик.

Фрикционный тормозной ролик состоит из планетарного мультиплексора и центробежного тормоза фрикционного типа [8]. Общий вид фрикционного тормозного ролика приведена на рис. 1., а схема центробежного тормоза ролика – на рис. 2.

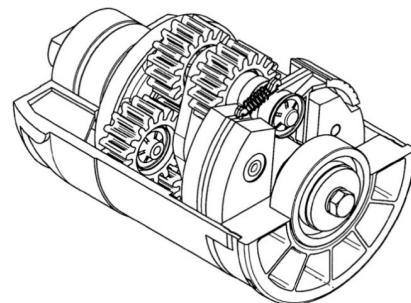


Рис. 1. Общий вид фрикционного тормозного ролика

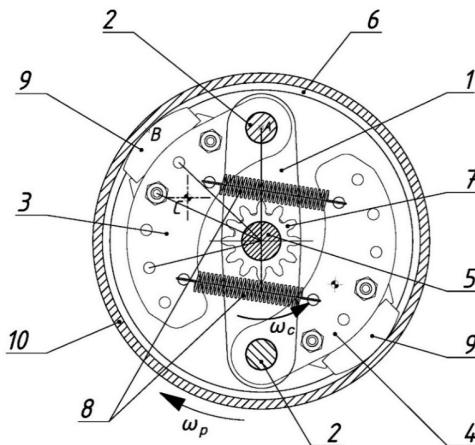


Рис. 2. Схема центробежного тормоза ролика:
1 – ступица; 2 – ось колодки;
3, 4 – тормозная колодка; 5 – неподвижная ось тормозной вставки; 6 – тормозная вставка; 7 – центральная шестерня;
8 – размыкающая пружина; 9 – фрикционная накладка; 10 – обечайка тормозного ролика

При наезде паллеты на неподвижный фрикционный тормозной ролик происходят следующие динамические процессы:

- Разгон обечайки тормозного ролика до скорости V_0 срабатывания центробежного тормоза (следовательно, тормозной силы не возникает), происходящий за счет силы сцепления между паллетой и обечайкой тормозного ролика. Линейная скорость обечайки тормозного ролика и паллеты не равны, вследствие чего происходит раздельное движение паллеты и тормозного ролика со скольжением.

- Разгон обечайки тормозного ролика со скорости V_0 срабатывания центробежного тормоза до скорости V_{max} сцепления паллеты с обечайкой тормозного ролика, линейная скорость которой также не равна скорости движения паллеты. При этом движение паллеты и тормозного ролика имеют раздельный характер движения, однако наблюдается рост тормозной силы ролика из-за увеличения линейной скорости обечайки тормозного ролика и наличия фрикционного контакта между накладками центробежного тормоза и обечайкой ролика.

- При выравнивании линейных скоростей паллеты и обечайки тормозного ролика происходит их совместное движение без проскальзывания, при котором осуществляется торможение паллеты до скорости её установленного движения [12].

На рис. 3 представлена зависимость скорости движения паллеты и линейной скорости обечайки фрикционного тормозного ролика при наезде паллеты на тормозной ролик. Раздельное движение паллеты и тормозного ролика характеризуется неконтролируемым скольжением паллеты, поэтому следует минимизировать продолжительность данного процесса (при этом скорость начала совместного движения не должна превышать скорости сцепления $V_B \leq V_{max}$).

3. Динамическая модель фрикционного тормозного ролика

Динамическая модель построена на основе расчетной схемы центробежного тормоза (рис. 4) [12].

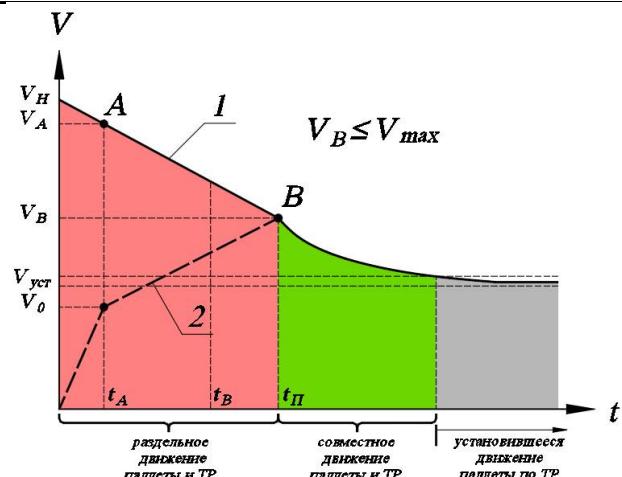


Рис. 3. Зависимость скорости движения паллеты (1) и линейной скорости обечайки фрикционного тормозного ролика (2) при наезде паллеты на тормозной ролик

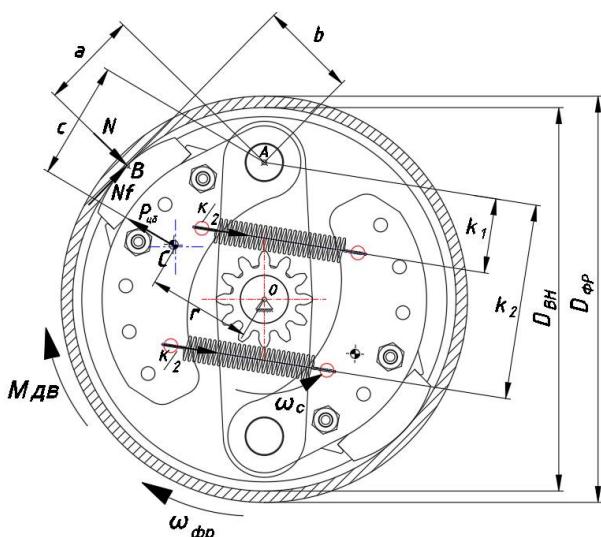


Рис. 4. Расчетная схема центробежного тормоза ролика

3.1. Разгон тормозного ролика до скорости срабатывания центробежного тормоза

Движущей силой при разгоне фрикционного ролика при наезде на него паллеты является сила трения скольжения паллеты и обечайки фрикционного ролика [11]. Так как при разгоне тормозного ролика до скорости V_0 срабатывания центробежного тормоза отсутствует тормозная сила, то участок разгона тормозного ролика до скорости V_0 описывается уравнением

$$J_{\phi P} \frac{d\omega_{\phi P}}{dt} = G \cdot \frac{(f_n - w)}{n} \frac{D_{\phi P}}{2},$$

где $J_{\phi P}$ - момент инерции тормозного ролика, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $\omega_{\phi P}$ - угловая скорость обечайки тормозного ролика, с^{-1} ; G - сила тяжести паллеты, кг; f_P - коэффициент трения скольжения между паллетой и обечайкой тормозного ролика; w - коэффициент сопротивления передвижению паллеты по гравитационному роликовому конвейеру стеллажа; n - количество роликов под паллетой; $D_{\phi P}$ - диаметр тормозного ролика, м.

Сопротивление w передвижению паллеты по гравитационному роликовому конвейеру стеллажа определяется по известным методикам [11] и для параметров используемых конвейеров составляет не более 0,02. При этом коэффициент трения f_P скольжения паллеты с использованием деревянного поддона по стальной обечайке тормозного ролика находится в пределах 0,45...0,5. Следовательно, для инженерных расчетов сопротивлением передвижению паллеты по тормозному ролику при их раздельном движении можно пренебречь. Тогда уравнение динамического процесса разгона описывается выражением

$$J_{\phi P} \frac{d\omega_{\phi P}}{dt} = G \cdot \frac{f_P}{n} \cdot \frac{D_{\phi P}}{2}. \quad (1)$$

Решая уравнение (1), с учетом равнотекущего характера движения обечайки тормозного ролика (из-за отсутствия тормозной силы), получим решение в виде:

$$V = \frac{D_{\phi P}^2 \cdot G \cdot f_P}{4 \cdot n \cdot J_{\phi P}} \cdot t + C_{int},$$

где V - линейная скорость обечайки тормозного ролика, м/с.

Постоянная интегрирования C_{int} определяется с учетом начальных условий при $t = 0$ с, $V = 0$ м/с. Следовательно, $C_{int} = 0$ м/с.

Таким образом, линейная скорость обечайки тормозного ролика определяется выражением

$$V = \frac{D_{\phi P}^2 \cdot G \cdot f_P}{4 \cdot n \cdot J_{\phi P}} \cdot t, \quad (2)$$

а продолжительность t_{1-1} процесса разгона обечайки тормозного ролика до скорости V_0

срабатывания центробежного тормоза - формулой

$$t_{1-1} = \frac{4 \cdot n \cdot J_{\phi P}}{D_{\phi P}^2 \cdot G \cdot f_P} \cdot V_0. \quad (3)$$

3.2. Разгон тормозного ролика со скорости срабатывания центробежного тормоза до скорости сцепления

После срабатывания центробежного тормоза на обечайку тормозного ролика и ступицу его центробежного тормоза действует тормозные силы F_{T1} и F_{T2} соответственно. Основное уравнение динамики на этом этапе:

$$J_{\phi P} \frac{d\omega_{\phi P}}{dt} = G \cdot \frac{f_P}{n} \cdot \frac{D_{\phi P}}{2} - (F_{T1} + F_{T2}) \cdot \frac{D_{BH}}{2}.$$

Тормозные силы F_{T1} , действующая на обечайку тормозного ролика, и F_{T2} , действующая на ступицу центробежного тормоза, определяются из расчетной схемы центробежного тормоза с учетом наличия планетарного мультиплексора. Более подробно расчет представлен в работах [9, 12].

После преобразований получим уравнение

$$J_{\phi P} \frac{d\omega_{\phi P}}{dt} = \frac{G f_P D_{\phi P}}{2n} - \frac{i_k N f (1 + u \eta_{\phi P}) D_{BH}}{2}, \quad (4)$$

где i_k - количество фрикционных накладок; N - сила нормального давления фрикционной накладки на обечайку тормозного ролика, Н; f - коэффициент трения скольжения между фрикционной накладкой тормоза и обечайкой ролика; u - передаточное отношение мультиплексора; $\eta_{\phi P}$ - КПД ролика; D_{BH} - внутренний диаметр обечайки тормозного ролика, м.

Сила N нормального давления фрикционной накладки на обечайку тормозного ролика зависит от её линейной скорости и может быть определена с учетом исследований [12] и расчетной схемы (рис.4) по выражению

$$N = \frac{4 \cdot m_r \cdot r \cdot c \cdot u^2}{D_{\phi P}^2 \cdot (a - f \cdot b)} (V^2 - V_0^2), \quad (5)$$

где m_r - масса тормозной колодки, кг; r - радиус действия центробежной силы, м; c - плечо действия центробежной силы, м; a - плечо действия силы нормального давления,



м; b - плечо действия силы трения, м; V - линейная скорость обечайки тормозного ролика, м/с; V_0 - скорость срабатывания центробежного тормоза, м/с.

Решая уравнение (4) с учетом выражения (5) в основное уравнение динамики на этом этапе (4), а также учитывая начальное условие $t = 0$ с, $V = V_0$, получим:

$$V = V_{\max} \frac{k'_o \cdot e^{2 \cdot A'_\phi \cdot V_{\max} \cdot t} - 1}{k'_o \cdot e^{2 \cdot A'_\phi \cdot V_{\max} \cdot t} + 1}, \quad (6)$$

где коэффициенты k'_o и A'_ϕ определяются по формулам

$$k'_o = \frac{V_{\max} + V_0}{V_{\max} - V_0},$$

$$A'_\phi = \frac{i_k \cdot f \cdot m_r \cdot r \cdot c \cdot u^2 \cdot D_{BH} \cdot (1 + u \cdot \eta_{\phi P})}{J_{\phi P} \cdot D_{\phi P} \cdot (a - f \cdot b)}.$$

Продолжительность t_{1-2} процесса разгона обечайки тормозного ролика со скорости V_0 срабатывания центробежного тормоза до скорости V_{\max} сцепления паллеты с обечай-

кой тормозного ролика определяется из уравнения (6) при $V = 0,999 \cdot V_{\max}$ по формуле

$$t_{1-2} = \frac{1}{2 \cdot A'_\phi \cdot V_{\max}} \cdot \ln \left| \frac{1999}{k'_o} \right|. \quad (7)$$

Общая продолжительность t_1 раздельного движения паллеты и тормозного ролика определяется с учетом выражений (3) и (7)

$$t_1 = t_{1-1} + t_{1-2}.$$

3.3. Торможение паллеты и тормозного ролика при их совместном движении

При совместном движении паллеты и тормозного ролика движущей силой является не сила трения между ними, а уклон роликового полотна, при этом необходимо учитывать приведенный момент инерции от поступательно движущейся паллеты. Тогда основное уравнение динамики описывается выражением

$$\left(J_{\phi P} + J_{PP}^{\Pi} \right) \cdot \frac{d\omega_{\phi P}}{dt} = \frac{G \cdot D_{\phi P} \cdot (\tan \alpha - w)}{2} - \frac{i_k \cdot N \cdot f \cdot D_{BH} \cdot (1 + u \cdot \eta_{\phi P})}{2}, \quad (8)$$

где $J_{PP}^{\Pi} = M \cdot \frac{D_{\phi P}^2}{4}$ - момент инерции поступательно движущейся паллеты, приведенный к обечайке тормозного ролика, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $\tan \alpha$ - уклон роликового полотна.

Проводя вычисления, аналогичные п. 3.2, подставив выражение (5) в выражение (8), а также с учетом начального условия $t = 0$ с, $V = V_{\max}$, получим

$$V = V_{ycm} \frac{k_o \cdot e^{2 \cdot A_\phi \cdot V_{ycm} \cdot t} - 1}{k_o \cdot e^{2 \cdot A_\phi \cdot V_{ycm} \cdot t} + 1}, \quad (9)$$

где коэффициенты k_o и A_ϕ определяются по формулам

$$k_o = \frac{V_{ycm} + V_{\max}}{V_{ycm} - V_{\max}},$$

$$A_\phi = \frac{i_k \cdot f \cdot m_r \cdot r \cdot c \cdot u^2 \cdot D_{BH} \cdot (1 + u \cdot \eta_{\phi P})}{\left(J_{\phi P} + J_{PP}^{\Pi} \right) \cdot D_{\phi P} \cdot (a - f \cdot b)}.$$

Продолжительность t_2 совместного движения паллеты и тормозного ролика опреде-

ляется по уравнению (9) при $V = 1,05 \cdot V_{ycm}$ по формуле

$$t_2 = \frac{1}{2 \cdot A_\phi \cdot V_{ycm}} \cdot \ln \left| \frac{41}{k_o} \right|. \quad (10)$$

4. Результаты и их анализ

Проанализируем полученные результаты для фрикционного тормозного ролика, параметры которого указаны в табл. 1.

На рис. 5 приведены результаты расчета продолжительности t_{1-1} процесса разгона обечайки тормозного ролика до скорости V_0 , определенные по выражению (3) с учетом данных табл. 1.

Анализ полученных результатов показал, что продолжительность t_{1-1} разгона тормозного ролика до скорости срабатывания его центробежного тормоза уменьшается с увеличением массы паллеты и не превышает 0,02 с для паллет массой 250 кг.



Исходные данные для исследования динамической модели фрикционного ролика

Наименование параметра	Значение
<i>Параметры паллеты</i>	
Масса паллеты, кг	250...1500
Материал поддона	дерево
<i>Параметры гравитационного роликового конвейера стеллажа</i>	
Уклон роликового полотна	0,04
Коэффициент сопротивления передвижению	0,02
Количество роликов под паллетой	Для массы паллеты до 1000кг – 6; до 1250 кг – 7, до 1500 - 8
Коэффициент трения паллеты с обечайкой ролика [13]	0,5
<i>Параметры фрикционного тормозного ролика</i>	
Диаметр тормозного ролика, м	0,089
Внутренний диаметр обечайки тормозного ролика, м	0,083
Момент инерции тормозного ролика, кг·м ²	0,0426
Передаточное отношение мультиплликатора	24
КПД тормозного ролика	0,9
Количество тормозных колодок	2
Масса тормозной колодки, кг	0,04
Коэффициент трения фрикционной накладки по обечайке тормозного ролика	0,44
Радиус действия центробежной силы, м	0,0216
Расстояние до центра тяжести, м	0,0293
Плечо силы нормального давления, м	0,0288
Плечо силы трения, м	0,0502
Скорость срабатывания центробежного тормоза, м/с	0,1654

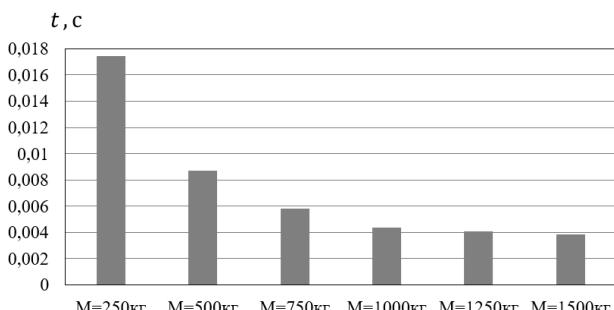


Рис. 5. Продолжительность процесса разгона обечайки тормозного ролика до скорости срабатывания центробежного тормоза в зависимости от массы паллеты

В табл. 2 и на рис. 6 приведены результаты расчета, полученные с учетом выражения (6) для данных, приведенных в табл. 1.

Анализ полученных результатов показал, что продолжительность t_{1-2} процесса разгона обечайки тормозного ролика со скорости V_0

срабатывания центробежного тормоза до скорости V_{max} сцепления паллеты с обечайкой тормозного ролика слабо зависит от массы паллеты и для данных табл. 2 составляет $t_{1-2} = 0,012...0,015$ с.

Анализ процесса совместного движения паллеты и тормозного ролика проводился по формуле (8) с учетом данных, приведенных в табл. 1, и приведен в табл. 3 и на рис. 7.

Зависимость продолжительности t_2 совместного движения паллеты и тормозного ролика, рассчитанные по выражению (10) для данных табл. 3 приведены на рис. 8.

Анализ полученных результатов показал, что продолжительность t_2 совместного движения паллеты и тормозного ролика возрастает с увеличением массы паллеты и для максимальной массы, равной 1500 кг, составляет 0,3...0,4 с.

Таблица 2

Параметры уравнения движения

Масса паллеты, кг	250	500	750	1000	1250	1500
Количество роликов под паллетой	6	6	6	6	7	8
Коэффициент A_ϕ' , м ⁻¹	945,88					
Скорость сцепления паллеты, м/с	0,1934	0,2178	0,2398	0,2599	0,2653	0,2694
Коэффициент k_δ'	12,83	7,31	5,45	4,50	4,31	4,18

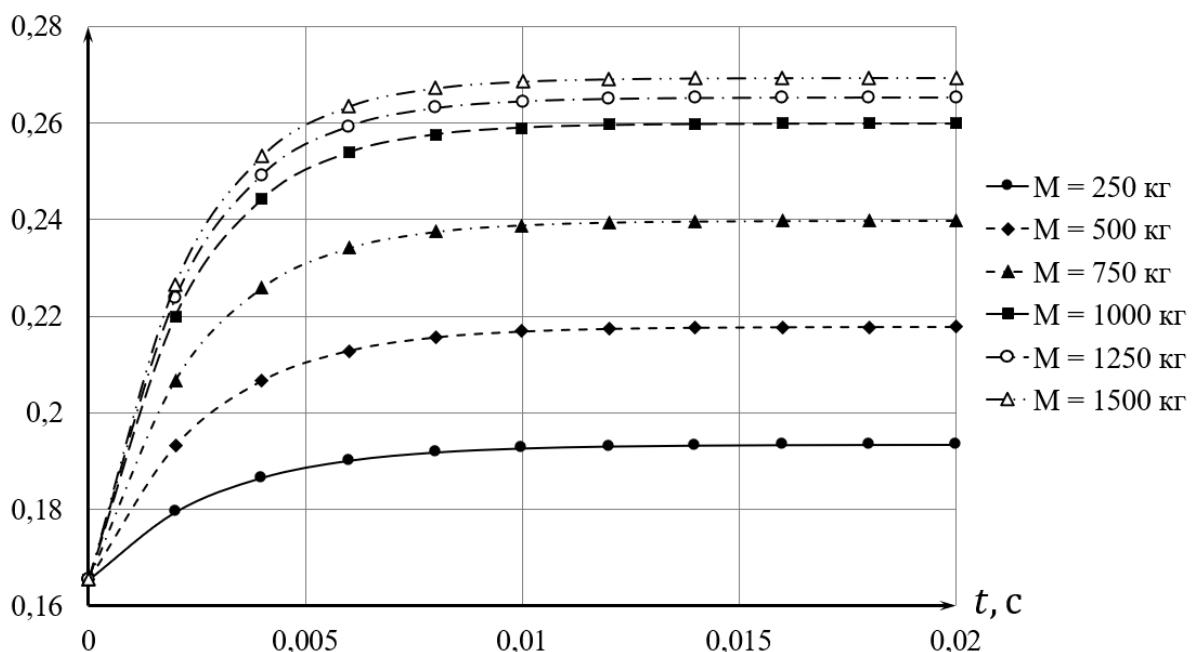
 V , м/с

Рис. 6. Линейная скорость обечайки тормозного ролика в процессе его разгона со скорости срабатывания центробежного тормоза до скорости сцепления паллеты с обечайкой тормозного ролика

Таблица 3

Параметры уравнения движения

Масса паллеты, кг	250	500	750	1000	1250	1500
Количество роликов под паллетой	6	6	6	6	7	8
Коэффициент A_ϕ' , м ⁻¹	74,96	39,03	26,38	19,92	16,01	13,38
Скорость установившегося движения паллеты, м/с	0,1726	0,1794	0,1860	0,1924	0,1985	0,2045
Коэффициент k_δ'	-17,55	-10,34	-7,92	-6,70	-6,94	-71,42

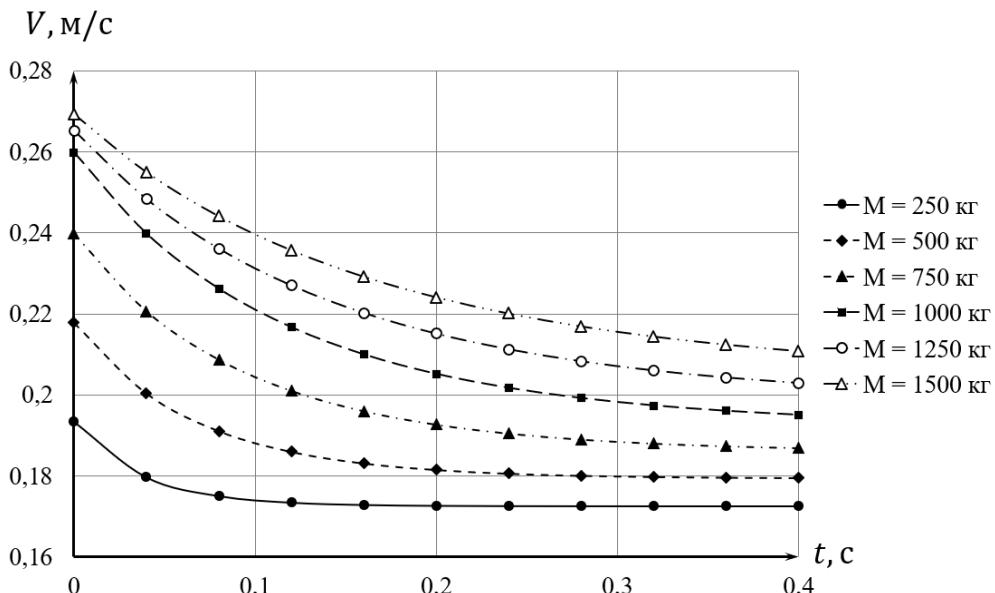


Рис. 7. Линейная скорость паллеты и обечайки тормозного ролика в процессе их совместного движения

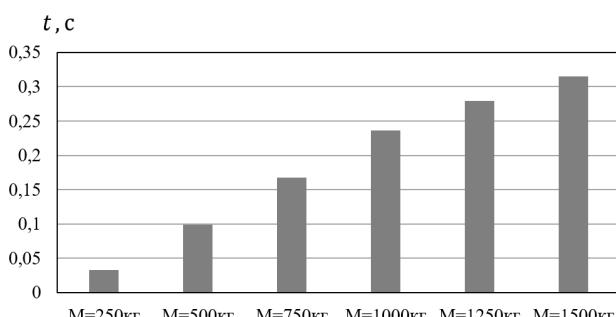


Рис. 8. Продолжительность динамического процесса совместного движения паллеты и тормозного ролика в зависимости от массы паллеты

5. Заключение

Динамические процессы, возникающие при наезде паллеты на тормозной ролик, предполагают раздельное и совместное движение паллеты и тормозного ролика.

При раздельном движении происходит разгон обечайки тормозного ролика и неконтролируемое скольжение паллеты по тормозному ролику, поэтому при разработке конструкции гравитационного роликового конвейера требуется оценка продолжительности с целью её минимизации.

При совместном движении паллеты и тормозного ролика происходит снижение их скорости движения до установленвшегося значения. Оценка продолжительности этого процесса требуется для прогнозирования

безопасного движения паллеты и не превышения допустимых скоростей движения.

Разработанная динамическая модель фрикционного тормозного ролика позволяет определить линейную скорость его обечайки на всех этапах взаимодействия паллеты и фрикционного тормозного ролика.

Проведенные исследования по оценке продолжительности динамических процессов для разработанной конструкции фрикционного тормозного ролика показали, что:

- продолжительность разгона тормозного ролика до скорости срабатывания его центробежного тормоза уменьшается с увеличением массы паллеты и не превышает 0,02 с для паллет массой 250 кг;
- продолжительность процесса разгона обечайки тормозного ролика со скорости срабатывания центробежного тормоза до скорости сцепления паллеты с обечайкой тормозного ролика слабо зависит от массы паллеты и составляет 0,012...0,015 с;
- продолжительность совместного движения паллеты и тормозного ролика возрастает с увеличением массы паллеты и для максимальной массы, равной 1500 кг, составляет 0,3...0,4 с.

С учетом полученных данных можно сделать вывод о том, что для инженерных расчетов временем раздельного движения паллеты и фрикционного тормозного ролика можно пренебречь.

Список литературы

1. Распоряжение Правительства РФ от 27.11.2021 N 3363-р (ред. от 06.11.2024) «О Транспортной стратегии Российской Федерации до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года» / <https://rosavtodor.gov.ru/file/8157401> (дата обращения 08.10.2025)
2. ГОСТ 33757-2016. Поддоны плоские деревянные. Технические условия. М: Стандартинформ, 2016. 18 с.
3. Derhami S., Smith J.S., Gue K.R. Optimising space utilisation in block stacking warehouses // International Journal of Production Researchs. 2017. Vol.55. No.21, pp. 6436-6452. DOI: 10.1080/00207543.2016.1154216
4. Ghalehkhondabi I., Masel D.T. Storage allocation in a warehouse based on the forklifts fleet availability // Journal of Algorithms & Computational Technology. 2018. Vol.12. No. 2, pp. 127-135.
DOI: 10.1177/1748301818761130
5. Lerher T., Borovinsek M., Ficko M., Palcic I. Parametric study of throughput performance in SBs/Rs based on simulation // International Journal of Simulation Modelling. 2017. Vol.16. No. 1, pp. 96-107. DOI: 10.2507/IJSIMM16(1)8.372
6. Accorsi R., Baruffaldi G., Manzini R. Design and manage deep lane storage system layout. An iterative decision-support model // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2017. Vol. 92. No. 1-4, pp. 57-67. DOI: 10.1007/s00170-016-9962-9
7. Лускань О.А. Основы теории импульсных инерционных конвейеров: диссертация ... доктора технических наук: 05.05.04. Саратов. 2011. 307 с.
8. Сафронов Е.В., Шарифуллин И.А., Носко А.Л. Устройства безопасной эксплуатации гравитационных роликовых конвейеров паллетного типа. М: Университетская книга, 2018. 72 с.
9. Носко А.Л., Сафронов Е.В. Методика расчета тормозного ролика центробежного типа применительно к гравитационным роликовым конвейерам для паллет // Механизация строительства. 2017. Том 78, № 6. С. 26-31.
10. Шарифуллин И.А., Носко А.Л., Сафронов Е.В. Математическая модель

References

1. *Rasporyazheniye Pravitelstva RF ot 27.11.2021 № 3363-r «O Transportnoy strategii Rossiyskoy Federatsii do 2030 goda s prognozom na period do 2035 goda»*, 2021 [Decree of the Government of the Russian Federation No. 3363-r Dated November 27, 2021 “On the Transport Strategy of the Russian Federation Until 2030 with a Forecast for the Period up to 2035”]. Available at: <https://rosavtodor.gov.ru/file/8157401> (In Russian)
2. GOST 33757-2016. *Flat wooden pallets. Specifications*. Moscow, Standartinform, 2016. 18 p. (In Russian)
3. Derhami S., Smith J.S., Gue K.R. Optimising space utilisation in block stacking warehouses. *International Journal of Production Researchs*, 2017, Vol. 55, No. 21, pp. 6436-6452.
DOI: 10.1080/00207543.2016.1154216
4. Ghalehkhondabi I., Masel D.T. Storage allocation in a warehouse based on the forklifts fleet availability. *Journal of Algorithms & Computational Technology*, 2018, Vol. 12, No. 2, pp. 127-135.
DOI: 10.1177/1748301818761130
5. Lerher T., Borovinsek M., Ficko M., Palcic I. Parametric study of throughput performance in SBs/Rs based on simulation. *International Journal of Simulation Modelling*, 2017, Vol. 16, No. 1, pp. 96-107.
DOI: 10.2507/IJSIMM16(1)8.372
6. Accorsi R., Baruffaldi G., Manzini R. Design and manage deep lane storage system layout. An iterative decision-support model, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2017, Vol. 92, No. 1-4, pp. 57-67. DOI: 10.1007/s00170-016-9962-9
- 7 Luskan O.A. Osnovy teorii impulsnyh inertsionnikh konveyerov: Diss. Doc. Sci. (Engineering). Saratov. 2011. 307 p. (In Russian)
8. Safronov E. V., Sharifullin I. A., Nosko A. L. *Ustroystva bezopasnoy ekspluatatsii gravitatsionnykh rolikovykh konveyerov palletnogo tipa* [Safety devices for pallet gravity roller conveyors]. Moscow. Universitetskaya kniga, 2018. 72 p. (In Russian)
9. Nosko A.L., Safronov E.V. Metodika rascheta tormoznogo rolika tsentrobezhnogo



процесса движения паллеты по тормозному ролику магнитного типа // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2020. Т. 17. № 3 (73). С. 364-373.

11. Ивановский К.Е., Раковщик А.Н., Цоглин А.Н. Роликовые и дисковые конвейеры и устройства. М.: Машиностроение, 1973. 216 с.

12. Сафонов Е.В., Носко А.Л., Шарифуллин И.А. Тормозные ролики для паллетных гравитационных стеллажей. Конструкция. Теория. Методы расчета. Эффективность применения. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2024. 115 с.

13. Castiglioni C.A. Seismic Behavior of Steel Storage Pallet Racking Systems. Research for Development. Springer Cham. 2016. 461 p. DOI:10.1007/978-3-319-28466-8

tipa primenitelno k gravitatsionnym rolikovym konveyeram dlya pallet // Mekhanizatsiya stroitelstva. 2017. Vol. 78, № 6. pp. 26-31

10. Sharifullin I.A., Nosko A.L., Safronov E.V. Matematicheskaya model protsessa dvizheniya palley po tormoznomu roliku magnitnogo tipa // Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta. 2020. Vol. 17. № 3 (73). pp. 364-373

11. Ivanovskiy K.E., Rakovshchik A.N., Tsoglin A.N. Roller and disc conveyors and devices. Moscow, Mashinostroenie, 1973. 216 p. (In Russian).

12. Safronov E.V., Nosko A.L., Sharifullin I.A. Tormoznye roliki dlya palletnykh gravitatsionnykh stellazhey. Konstruktsiya. Teoriya. Metody rascheta. Effektivnost primeneniya [Brake rollers for pallet gravity racks. Design. Theory. Calculation methods. Application efficiency]. Moscow, BMSTU, 2024. 115 p. (In Russian)

13. Castiglioni C.A. Seismic Behavior of Steel Storage Pallet Racking Systems. Research for Development. Springer Cham. 2016. 461 p. DOI:10.1007/978-3-319-28466-8

УДК (UDC) 629.5:629.52

УЛУЧШЕНИЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ КРЕНА:
НОВЫЙ ПОДХОД С ПРОВЕРКОЙ МЕТОДОВ LWM И AGMENHANCING ROLL-DAMPING PREDICTIONS: A NOVEL APPROACH
WITH LWM AND AGM VALIDATIONНазаризаде К.
K. NazarizadehБабольский технологический университет имени Ноширвани (Бабол, Иран)
Babol Noshirvani University of Technology (Babol, Iran)

Аннотация. Демпфирование крена является главной проблемой остойчивости крупных морских судов, особенно перевозчиков сжиженного природного газа и плавучих установок для добычи, хранения и отгрузки нефти и газа, которые оснащены большими сферическими резервуарами, где разбрзгивание жидкости может усилить качку. В данной статье для улучшения прогнозирования угла крена представлен гибридный вейвлет-подход. Был построен многослойный персепtron (MLP) на языке прогнозирования Python, который был интегрирован с вейвлет-методом Лукаса (LWM) с целью создания модели MLP-LWM, способную описывать нелинейную динамику крена. Комбинированный метод полностью соответствовал наблюдаемому поведению ($R^2 = 0,998010$) и был проверен на соответствие установленным методикам, включая метод Акбари-Ганджи (AGM). Для референтативного испытания на крен под углом 4° метод AGM продемонстрировал наиболее полное соответствие эталонному показателю, получив среднее значение $\theta = 0,0528$ и стандартное отклонение 0,0146. Метод гомотопических возмущений (HPM) показал незначительную погрешность в 0,87%, тогда как метод MLP-LWM дал большую погрешность в 5,11%, при среднем значении $\theta = 0,0555$ и стандартном отклонении 0,0154. Сравнение временных рядов показывает, что все методы фиксируют один и тот же общий тренд затухания, но MLP-LWM лучше справляется с более мелкими переходными процессами, чем HPM. Эти результаты показывают, что гибридный подход является многообещающим для определения сложных явлений демпфирования, связанных с расплескиванием, однако для достижения постоянной точности AGM требуются дополнительные обучающие данные и настройка гиперпараметров. Таким образом, модель MLP-LWM предлагает гибкую альтернативу с высоким разрешением для прогнозирования изменения крена на судах, чувствительных к качке, при условии проведения дополнительной калибровки перед эксплуатационным использованием. Будущая работа будет сосредоточена на расширении учебных наборов данных, полученных на основе различных состояний моря и геометрии резервуаров, систематическом поиске гиперпараметров и проверке в реальных условиях с

Abstract. Roll damping is a central stability concern for large maritime vessels, especially LNG carriers and FPSOs fitted with large spherical tanks, where liquid sloshing can intensify motions. This study introduces a hybrid data-driven wavelet approach to improve roll-angle prediction. We built a multilayer perceptron (MLP) in Python and integrated it with the Lucas wavelet method (LWM) to create an MLP-LWM model capable of modeling nonlinear roll dynamics. The combined method delivered a strong fit to observed behaviour ($R^2 = 0.998010$) and was validated against established techniques, including Akbari-Ganji's Method (AGM). For a representative 4° roll test, AGM produced the closest agreement with reference behaviour, yielding mean $\theta = 0.0528$ and standard deviation 0.0146. The homotopy perturbation method (HPM) showed a minor error of 0.87%, whereas the MLP-LWM produced a larger error of 5.11%, with mean $\theta = 0.0555$ and standard deviation 0.0154. Time-history comparisons reveal that all methods capture the same overall decay trend, but MLP-LWM resolves finer transient features better than HPM. These results indicate that the hybrid approach is promising for capturing complex sloshing-related damping phenomena, yet it requires additional training data and hyperparameter tuning to reach the consistent accuracy of AGM. In summary, MLP-LWM offers a flexible, high-resolution alternative for roll-damping prediction in sloshing-sensitive ships, provided that further calibration is undertaken before operational use. Future work will focus on expanding training datasets drawn from varied sea states and tank geometries, systematic hyperparameter searches, and real-world validation with model tests or full-scale measurements to close the performance gap urgently.



помощью модельных тестов или полномасштабных измерений.

Ключевые слова: демпфирование крена, MLP, вейвлет-метод Лукаса, HPM, AGM.

Дата получения статьи: 11.09.2025

Дата принятия к публикации: 09.10.2025

Дата публикации: 25.12.2025

Сведения об авторе:

Кимия Назаризаде – магистр по направлению «Военно-морская архитектура и проектирование конструкций кораблей», военно-морской архитектор, научный сотрудник факультета машиностроения Бабольского технологического университета имени Ноширвани,

e-mail: k.nazarizadeh@outlook.com

ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-5383-761X>

Keywords: Roll-damping, MLP, Lucas Wavelet Method, HPM, AGM.

Date of manuscript reception: 11.09.2025

Date of acceptance for publication: 09.10.2025

Date of publication: 25.12.2025

Author's information:

Kimia Nazarizadeh – M.Sc. Naval Architecture and Ship Structural Design, Naval Architect, Research Assistant, Department of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology,

e-mail: k.nazarizadeh@outlook.com

ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-5383-761X>

NOMENCLATURE

θ	- Time, s
θ	- Roll angle, degrees
$\dot{\theta}$	- Angular velocity, degrees/s
$\ddot{\theta}$	- Angular acceleration, degrees/s ²
I_{44}	- Mass moment of inertia, kg/m ²
A	- Added mass moment of inertia, kg/m ²
B_1	- Linear damping
B_2	- Nonlinear damping
LBP	- Length between perpendicular
D	- Draft

M	- Displacement, m ³
$M(t)$	- Exciting moment, N·m
GZ	- Righting lever of the ship, m
GM	- Metacentric height, m
C	- Restoring coefficient, N/m
ξ	- The ratio of linear damping
η	- Non-dimensional nonlinear term
i	- Imaginary unit
B	- Breadth
H	- Height of the ship

1. INTRODUCTION

The study of ship roll-damping is a critical area of marine engineering, particularly for vessels such as Liquefied Natural Gas (LNG) carriers, Floating Production Storage and Offloading units (FPSOs), and other ships equipped with large spherical tanks. The significance of roll-damping lies in its ability to stabilise lateral motion, which is essential for ensuring operational safety and efficiency in marine environments. The roll motion of ships is inherently non-linear, necessitating the application of advanced mathematical methods to solve the governing equations effectively.

Roll-damping mechanisms are vital for maintaining the stability of vessels in the face of external disturbances, such as waves and wind. For LNG carriers, which transport highly volatile cargo, maintaining stability is paramount to

prevent accidents and ensure safe operations. The roll motion can lead to significant lateral forces that may compromise the structural integrity of the vessel and its cargo. FPSOs, which are often deployed in harsh marine environments, also face challenges related to roll motion. The large spherical tanks used in these vessels can exacerbate roll dynamics due to their shape and the distribution of mass, making effective roll-damping solutions critical for operational safety.

The roll motion of ships is characterised by its non-linear nature, which complicates the analysis and modeling of roll-damping systems. Non-linear dynamics can lead to unpredictable behaviour, such as capsizing or excessive rolling, which can be detrimental to both the vessel and its cargo. As such, understanding and mitigating roll motion through effective damping mechanisms is essential. Various methods have



been developed to address the non-linear characteristics of roll motion, including numerical simulations and analytical techniques that can provide insights into the complex interactions between ship dynamics and environmental forces [1].

Different methods for predicting ship roll-damping at forward speed, including a simple method and a component analysis considering various damping sources. Formulas derived from theoretical and experimental considerations and a computer program were presented [2]. The generalised Krylov–Bogoliubov asymptotic method was used to develop a nonlinear roll motion model for ships, introducing nonlinearities through damping and restoring terms, with validation through a numerical example for a small vessel [3]. A nonlinear equation describing a ship rolling in synchronous beam waves was proposed. The study employed the generalised Duffing's method in the frequency domain [4].

Another study addressed the complexity of ship roll motion, emphasising the crucial role of accurate estimation of viscous roll-damping, especially due to low potential wave damping. The study offers an extensive literature review on various prediction methods for viscous roll-damping and presents a state-of-the-art estimation method for ship-shaped structures. The developed computer code is validated against experimental data, aiming to provide a comprehensive reference for future research on this topic [5].

The estimation of parameters for ship roll-models has been extensively discussed in recent years, utilising various computational methods, such as theoretical analysis, model experiments, and numerical simulations. Prior research has focused mainly on analytical or numerical approaches to solving the nonlinear roll response of a floating body [6-8]. Nonlinear and fractional differential equations have also been used to investigate roll characteristics [9, 10].

Approximated solutions were obtained by either semi-analytical or numerical methods, while the exact ones are not attainable. Analysing natural roll decay, either numerically or experimentally, can be used to determine the parameters of nonlinear systems. A combination

of asymptotic methods such as RKM, HPM, cargo methods, Froude energy, and wavelet methods, is effective for solving nonlinear differential equations [11-13]. The definitions of the natural roll decay allow for the determination of parameters in the nonlinear system.

In the broader field of non-linear equation solutions, various analytical methods have been employed to address the complexities of non-linear fluid dynamics, but roll-damping mechanisms in ship and offshore structures were not studied specifically. Among these methods, Akbari-Ganji's Method (AGM), Homotopy Perturbation Method (HPM), and Variational Iteration Method (VIM) were chosen for this study. They stand out due to their effectiveness in tackling complex nonlinear equations.

The Akbari-Ganji's Method (AGM) is a semi-analytical technique that has been successfully applied to solve a variety of non-linear differential equations. This method involves transforming the non-linear equations into a series of linear equations, which can then be solved iteratively. The AGM is particularly useful in fluid mechanics for problems where traditional analytical methods may fail due to the complexity of the non-linear terms present in the governing equations [14, 15]. Its application in magnetohydrodynamics (MHD) and non-Newtonian fluid dynamics has demonstrated its versatility and robustness in yielding accurate solutions [16, 17].

The Homotopy Perturbation Method (HPM) is another powerful tool for solving nonlinear equations. Developed by Ji-Huan He, HPM combines the concepts of homotopy and perturbation techniques to construct a solution that converges to the exact solution of the non-linear problem. This method is particularly advantageous as it does not require a small parameter, making it applicable to a broader range of problems, including those in fluid mechanics, where non-linearities are significant [18, 19]. The HPM has been effectively utilised to solve various fluid flow problems, including those involving nanofluids and MHD flows, showcasing its adaptability and efficiency [20, 21].

Wavelet analysis, utilising natural roll decay, offers an efficient approach for estimating ship roll-model parameters. The method's foun-

dation lies in a smooth orthonormal basis, derived from a mother wavelet, which is pivotal for compression algorithms. Wavelets are distinguished by features such as compact support and multi-resolution analysis, making them highly relevant in both theoretical and practical contexts. They enable the algebraic representation of problems in the wavelet domain, which can be inversely transformed to achieve solutions. With the capability to represent signals concurrently in time and frequency domains, wavelets provide benefits like discrete time-frequency localisation, adaptability, and robustness. They are particularly useful in numerical approximations for solving ordinary and partial differential equations, as well as integral and integrodifferential equations, through various wavelet forms such as Haar, Legendre, Chebyshev, Lucas, and Vieta-Lucas [22-25].

Wavelets are versatile, finding use in various disciplines including mathematics, physics, chemistry, biology, engineering, statistics, and time series analysis. Various wavelet forms and approximation functions are utilised for numerical solutions to initial and boundary value problems. Additionally, wavelet neural networks are gaining recognition as a novel method for addressing nonlinear differential equations [26-28].

2. METHODOLOGY

It should be mentioned that the methodology, including equation solving, computer-based replica, and model development, was conducted using Python for computational efficiency and reproducibility.

2.1. Case Study (I): LNG carrier with two spherical tanks

We have conducted a study on a barge-style vessel, 200 m in length and 46 m in beam, with a focus on its roll response and sloshing issues. The details of this vessel are provided in Table 2. It has a uniform cross-section along its length and is designed to display roll characteristics typical of a Moss-type LNG carrier. The vessel's sloshing effects are simulated using two spherical tanks.

The study was carried out using a computerized model that replicates the conditions of an LNG carrier during side-by-side offloading. We chose a standard load condition of 50% by volume as the reference for this study, with details provided in Table 1 for both the full-scale and the replica scale.

Table 1
Properties of the investigated barge-style LNG carrier[7]

Ship Designation Parameters	Values
LBP, m	200
B, m	46
H, m	25.5
Draught – average, m	11.1
Displacement, kg	99297900
Radius of roll gyration, m	19.4
Radius of pitch gyration, m	68.5

The replica under investigation is depicted in Fig. 1. The vessel's conditions under investigation include calm water and wave conditions. Decay tests were performed in calm water to obtain decay curves. In these tests, the vessel is tilted to an initial angle (as shown in Fig. 2), released when the target is reached, and then allowed to move freely in the calm water [29].

2.2. Case Study (II): FPSO unit

A Floating Production Storage and Offloading (FPSO) unit, representative of Brazilian oil production platforms, serves as the subject of this case study, analyzing two distinct operational loading conditions: full and standard loading. Table 3. presents the primary characteristics of the FPSO under these loading condi-



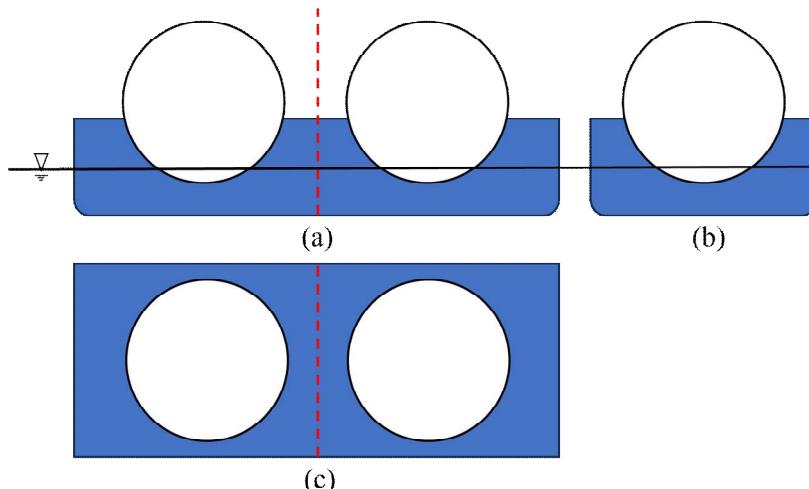


Figure 1. The three-view breakdown drawing of the barge-style LNG carrier

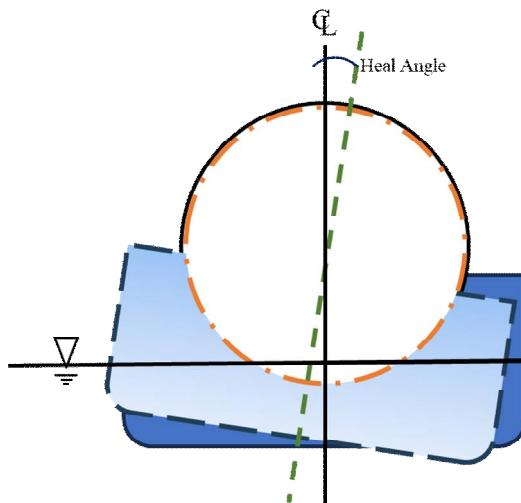


Figure 2. The demonstration of roll decay damping of the vessel in calm water

ons. Across all three loading scenarios, the FPSO featured bilge keels measuring 1.00 m in width, extending along 127.2 m on both sides of the parallel body—an inclusion typical for FPSO units, often with larger dimensions than conventional ships. The average damped roll natural periods of the replica were 14.8 s, and 14.4 s, respectively for the full and standard loading conditions. The estimation of roll decay damping coefficients based on the replica is provided in subsequent table 2 [29].

2.3. Formulating the mathematical models

Two mathematical models are formulated for maritime structures: an LNG carrier with two spherical tanks and an FPSO replica. For the LNG carrier, equations describing roll motion are simplified using Fourier series expansion, while the FPSO replica utilizes a single

degree of freedom equation incorporating both linear and quadratic damping components. These formulations are crucial for understanding the behavior of these vessels in different environmental conditions.

2.4. LNG carrier with two spherical tanks

The equations are taken from the referred articles[6, 30, 31].

A ship, taking allows:

$$(M + A)\ddot{\theta} + B_1\dot{\theta} + B_2\dot{\theta}|\dot{\theta}| + C\theta = 0 \quad (1)$$

To determine the linear damping term B1 and the nonlinear damping term B2 in the roll motion equation (Eq. 1), it is assumed that the decaying oscillation exhibits a reasonably harmonic behavior over each half cycle. As a result, the nonlinear term is approximated a linearized using a Fourier series expansion as:

Table 2

Properties of the investigated FPSO unit

Ship Designation Parameters	Standard	Full
LBP, m	320	320
B, m	54.5	54.5
D, m	27.8	27.8
Draught – average, m	14.7	8.0
Displacement, kg	211.884	111.400
Roll inertia, t.m ²	8.29E+07	5.09E+07
Metacentric height, m	9.5	12.41

$$\ddot{\theta} + \frac{8}{3\pi} \omega_n \theta_i \dot{\theta} = 0 \quad (2)$$

By substituting in (Eq. 2), the non-dimensional form of the nonlinear equation of motion (Eq. 1), with an initial heel angle of 4° can be expressed as:

$$\ddot{\theta} + 2\xi\omega_n\dot{\theta} + \frac{8}{3\pi} \omega_n \theta_i \dot{\theta} + \omega_n^2\theta = 0 \quad (3)$$

2.5. The FPSO replica

The equations are taken from the referred articles [10, 31].

The equation describing the roll decay motion of shining calm water can be expressed as a single degree of freedom (1-DOF) equation:

$$(I_{44} + \alpha_{44})\ddot{\theta} + b_{44}(\theta)\dot{\theta} + c\theta = 0 \quad (4)$$

The damping coefficient, denoted as $b_{44}(\theta)$, in the equation. The canonical form of (Eq. 4) is defined by:

$$\ddot{\theta} + b(\theta)\dot{\theta} + \omega_n^2\theta = 0 \quad (5)$$

Where:

$$b(\theta) = \frac{b_{44}(\theta)}{(I_{44} + \alpha_{44})} \text{ and } \omega_n^2 = \frac{mgCM}{(I_{44} + \alpha_{44})}$$

The damping moment can also be expressed as a combination of linear and quadratic components:

$$b(\theta)\dot{\theta} = b_1\dot{\theta} + b_2\dot{\theta}|\dot{\theta}| \quad (6)$$

By substituting (Eq. 6) into (Eq. 5), we can derive the equation for the ship's roll motion:

$$\ddot{\theta} + b_1\dot{\theta} + b_2\dot{\theta}|\dot{\theta}| + \omega_n^2\theta = 0 \quad (7)$$

2.6. Lucas wavelet method combination with a multi-layer perceptron

In brief, wavelets are small waves constructed from the dilation and translation of a single

function, known as the mother wavelet. Lucas wavelets are a specific type, defined by Lucas polynomials, and can be used for function approximation. The Multi-Layer Perceptron (MLP) is a feed-forward artificial neural network employed for tasks like time-series forecasting. In the context of wavelets, MLPs can utilize wavelet solutions as inputs for forecasting tasks, achieving accurate predictions by processing historical data effectively.

2.6.1. Wavelet

A wavelet is a small wave that consists of a collection of functions constructed from the dilation and translation of a single function known as the mother wavelet[32]. This collection of continuous wavelets is defined by:

$$\psi_{a,b}(\vartheta) = |a|^{-\frac{1}{2}}\varphi\left(\frac{\vartheta-b}{a}\right), a, b \in \mathbb{R} \text{ and } a \neq 0 \quad (8)$$

Here, ' a ' represents the dilation parameter and ' b ' represents the translation parameter. If we assign discrete values to these parameters as $a = a_0^{-p}$ and $b = qb_0a_0^{-p}$, where $a_0 > 1$ and $b_0 > 0$, and p and q are positive integers, then the family of discrete wavelets is defined as follows:

$$\psi_{p,q}(\vartheta) = |a|^{\frac{1}{2}}\varphi(a_0^p\vartheta - qb_0) \quad (9)$$

2.6.2. Lucas polynomials

The equations are taken from the referred article[33].

The Lucas polynomials of degree q , denoted as L_q , can also be defined using the following relation:



$$L_q(\vartheta) = 2^{-q} [(\vartheta - \sqrt{(\vartheta^2 + 4)})^q + (\vartheta + \sqrt{(\vartheta^2 + 4)})^q] \quad (10)$$

Alternatively,

$$L_q(\vartheta) = L_q(2\sinh\vartheta) = \begin{cases} 2\sinh q\vartheta, & q \text{ is odd} \\ 2\cosh q\vartheta, & q \text{ is even} \end{cases} \quad (11)$$

Some of these Lucas polynomials are defined as follows:

$$L_0(\vartheta) = 2, L_1(\vartheta) = \vartheta, L_2(\vartheta) = \vartheta^2 + 2 \text{ and } L_3(\vartheta) = \vartheta^3 + 3\vartheta \text{ and so on...} \quad (12)$$

2.6.3. Lucas wavelet

The equations are taken from the referred articles [8, 33].

Lucas wavelets denoted as $\varphi_{p,q}(\vartheta)$ or $\varphi(k, p, q, \vartheta)$ are defined on the interval $[0, 2]$ with four arguments:

$$\varphi_{p,q}(\vartheta) = \begin{cases} 2^{-\frac{k+1}{2}} \widetilde{L}_q(2^{k+1}\vartheta - \check{p}) & \frac{\check{p}-2}{2^{k+1}} \leq \vartheta \leq \frac{\check{p}+2}{2^{k+1}} \\ 0, \text{ otherwise,} & \end{cases} \quad (13)$$

Where:

$$\widetilde{L}_q = \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{\pi}}, & q = 0 \\ \sqrt{\frac{2}{\pi}} L_q(\vartheta), & q > 0 \end{cases} \quad (14)$$

Now, S is defined as the maximum order of the Lucas polynomials. The indices for the Lucas polynomials are given by $q = 0, 1, 2, \dots, S-1$. \check{p} is also defined as $2(2p + 1)$, where p takes values from 0 to $2k-1$, with k being any non-negative integer.

The Lucas wavelets, denoted as $Lq(\vartheta)$, are a set of Lucas polynomials of order S that are orthogonal concerning:

$$\psi(\vartheta) = [\psi_{1,0}(\vartheta), \psi_{1,1}(\vartheta), \dots, \psi_{1,S-1}(\vartheta), \psi_{2,0}(\vartheta), \dots, \psi_{2,S-1}(\vartheta), \dots, \psi_{2^k,0}(\vartheta), \dots, \psi_{2^k,S-1}(\vartheta)]^T \quad (18)$$

If $\psi(\vartheta)$ is defined as the Lucas wavelet vector in (Eq. 18), then the first derivative of this vector can be expressed as:

$$\frac{d\psi(\vartheta)}{d\vartheta} = E\psi(\vartheta) \quad (19)$$

$$\tilde{F}_{\mu,\delta} = \begin{cases} 2^{k+1}t(\mu-1)\sqrt{\frac{x_{\mu-1}}{x_{\mu-1}}}, & \mu = 2, 3, \dots, S, \delta = 1, 2, \dots, \mu-1, \mu+\delta = \text{odd} \\ 0, & \text{otherwise} \end{cases} \quad (20)$$

For proof of this theorem, see reference [34].

2.6.4. Function approximation

A function $f(\vartheta)$ defined over the interval $[0, 2]$ can be expanded in terms of Lucas wavelets as follows:

$$f(\vartheta) = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} c_{nm} \psi_{nm}(\vartheta) \quad (15)$$

By truncating the infinite series in Equation (15) concerning the p and q of the Lucas wavelet, then the coefficients c_{nm} represent the values of the function $f(\vartheta)$. The term ψ_{nm} represents the inner product of $f(\vartheta)$ and $\psi_{nm}(\vartheta)$, where $\psi_{nm}(\vartheta)$ is a Lucas wavelet with a weight function $w(\vartheta)$.

$$f(\vartheta) = f_{2^k S-1}(\vartheta) \sum_{n=1}^{2^k} \sum_{m=0}^{S-1} c_{nm} \psi_{nm}(\vartheta) = F^T \psi(\vartheta) \quad (16)$$

Where F and $\psi(t)$ are $2^k S \times 1$ matrices given by:

$$F = [f_{1,0}, f_{1,1}, \dots, f_{1,S-1}, f_{2,0}, \dots, f_{2,S-1}, \dots, f_{2^k,0}, \dots, f_{2^k,S-1}]^T \quad (17)$$

Where E is $2^k S$ square matrix of order the derivative:

$$E = \begin{pmatrix} F & F \\ F & F \end{pmatrix}$$

Here, a square matrix F of order S, where each element in the (μ, δ) position is defined as:

$$\tilde{F}_{\mu,\delta} = \begin{cases} 2^{k+1}t(\mu-1)\sqrt{\frac{x_{\mu-1}}{x_{\mu-1}}}, & \mu = 2, 3, \dots, S, \delta = 1, 2, \dots, \mu-1, \mu+\delta = \text{odd} \\ 0, & \text{otherwise} \end{cases} \quad (20)$$

2.6.5. Corollary [18] and Convergence theorem

The operational matrix of the derivative for an nth-order can be obtained by:

$$\frac{d^n \psi(t)}{dt^n} = E^n \psi(t), \quad n = 1, 2, \dots \quad \text{where } E^n \text{ is } n^{\text{th}} \text{ power of } E$$

The Lucas wavelet series solution, as defined in (Eq. 15), converges uniformly towards the function $f(\vartheta)$ when Lucas wavelets are utilized [18].

2.6.6. Multi-Layer Perceptron (MLP) approach in wavelet

In this study, a widely recognized feed-forward artificial network known as the Multi-layer Perceptron (MLP) was utilized [35]. It is a powerful tool, capable of expanding the Lucas wavelet domain for roll angle data forecasting.

The time-series format of roll angle data is crucial for accurate forecasting, and we assumed that the MLP model's output relies on the last 5 seconds of roll angle history for improved results. The forecasting process, illustrated in Fig. 3, involves formulating roll angle data from the wavelet solution, which is then treated as input for the MLP model's input layer. The network comprises an input, with four hidden layers and an output layer with a sigmoid activation function. Employing the Adam optimizer with an initial value of 0.001 effectively regulates the learning rate of the feed-forward network in the context of wavelet time-series forecasting. With this network configuration, the MLP successfully forecasted the next 50 seconds of roll angle data with a high level of accuracy, evaluated with correlation coefficient R^2 .

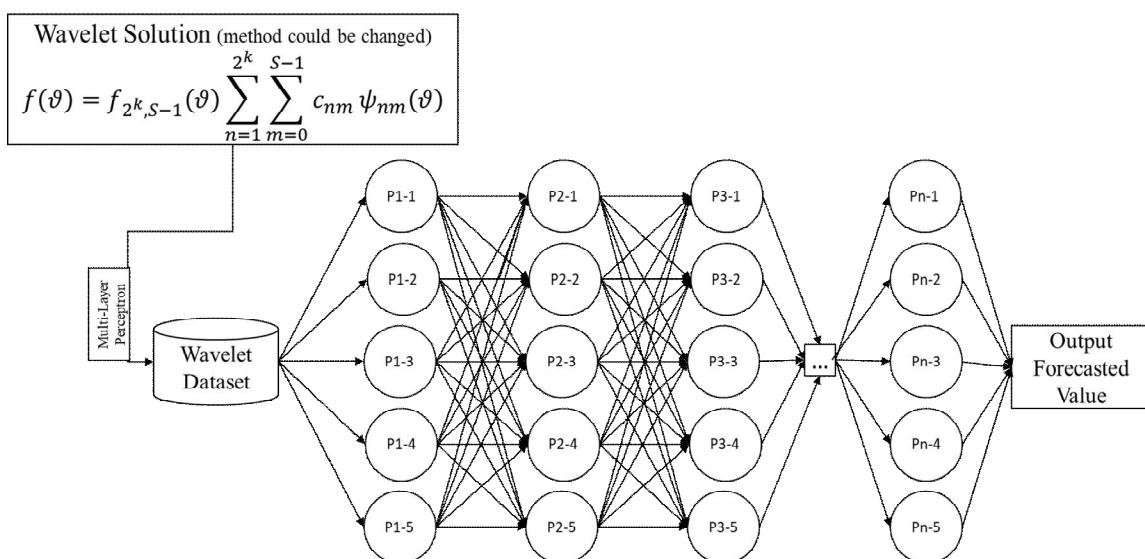


Figure 3. Flowchart of MLP forecasting the roll motion

2.7. Illustrative examples

The study explores cargo ship roll motion using the Lucas Wavelet algorithm, alongside alternative methods like HPM and AGM. By considering damping and restoring moments, the Lucas Wavelet method effectively approximates roll angles. Furthermore, employing MLP with LWM enhances roll angle forecasting, shedding light on the ship's dynamic behavior. Similarly, equations governing ship roll motion, considering linear and quadratic damping, are analyzed, with solutions derived using the Lucas Wavelet method and compared with HPM and

AGM solutions. The integration of MLP with LWM offers deeper insights into the ship's roll motion dynamics under different conditions.

2.7.1. Nonlinear roll motion of cargo ship

The equation (4) can also be written as:

$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} + b_1 \frac{d\theta}{dt} + b_2 \frac{d\theta}{dt} \left| \frac{d\theta}{dt} \right| + C_1 \theta = 0 \quad (21)$$

With initial conditions defined as:

$$\theta(0) = \theta_0, \dot{\theta}(0) = 0$$

From equation (21), damping moments are set as $b_1 = 0.0238$ and $b_2 = 0.552$. Restoring

moment is also experimentally obtained [31], and the coefficient of the linear restoring moment is considered to be $C_1 = 0.17528$. The initial conditions for solving (Eq. 21) are as follows:

$$\theta(0) = 0.0698, \dot{\theta}(0) = 0 \quad (22)$$

$$E = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ t\sqrt{2} & 0 & 0 \\ 0 & 4t & 0 \end{pmatrix} \text{ and } E^2 = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -4\sqrt{2} & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

As the function could be obtained by equation (18), the following relation is applied:

$$\psi(\vartheta) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \left(\frac{2}{2\vartheta - 1} \right) \left(\frac{-4\vartheta^2 + 8\vartheta - 2}{(-4\vartheta^2 + 8\vartheta - 2)} \right)$$

If C is set as

$$C^T D^2 \psi(t) + 0.0238 C^T D \psi(t) + 0.552 C^T (D \psi(t))^2 + 0.17528 C^T \psi(t) = 0 \quad (24)$$

If $t=1$ is chosen to be the collection point, the following equations will be applied:

$$141.312 C_2^2 - 10.00185 C_2 + 0.01223 = 0 \quad (25)$$

Applying the boundary conditions, we gain:

$$2C_0 - 2iC_1 - 2C_2 = 0.0698 \quad (26)$$

$$2\sqrt{2}iC_1 + 8C_2 = 0 \quad (27)$$

Solving algebraic equations simultaneously, we obtain:

$$C_0 = 0.0395, C_1 = 0.0034i, C_2 = 0.0395$$

By connections coefficients above, the wavelet solution is obtained as:

$$\theta(\vartheta) = 0.0834 - 0.0048\vartheta^2 \quad (28)$$

As solving (Eq. 21) with initial conditions (Eq. 22), using the Lucas Wavelet algorithm, for the case of $k=0$ and $S=3$, the approximation results for $\theta(\vartheta)$ is obtained. The two operational metrics E and E^2 , are given as:

$$(c_{0,0}, c_{0,1}, c_{0,2})^T = (c_0, c_1, c_2)^T \quad (23)$$

Therefore, the LWM would be given by:

2.8. Equations governing the ship roll motion

This section investigates the incorporation of both linear and quadratic damping as well as restoring moments. Decay damping coefficients mentioned in Table 3. are also taken from the reference [10]:

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + b_1 \frac{d\theta}{dt} + b_2 \frac{d\theta}{dt} \left| \frac{d\theta}{dt} \right| + \omega_n^2 \theta = 0 \quad (31)$$

Also, the initial conditions are defined as:
 $\theta(0) = \theta_0, \dot{\theta}(0) = 0$

Table 3

Decay damping coefficients in different conditions

Condition	Standard condition		Full condition	
	$b_1 [s^{-1}]$	$b_2 [s^{-1}]$	$b_1 [s^{-1}]$	$b_2 [s^{-1}]$
Init 5°	-	-	0.020	0.192
Init 10°	0.015	0.710	0.015	0.555
Init 15°	-	-	0.014	0.586
Init 20°	0.018	0.705	-	-

Study Case (I): In this context, (Eq. 31) is examined with fixed coefficients, where the corresponding experimental values are provided in Table 3. for the natural roll period $T_n = 14.8$ seconds.

$b_1 = 0.015, b_2 = 0.555, \omega_n^2 = 0.18023$
 With conditions as:

$$\phi(0) = 0.174533, \dot{\phi}(0) = 0 \quad (32)$$

By employing the Lucas wavelet method's operational matrix approach, we acquire:



$$C^T D^2 \psi(t) + 0.015 D \psi(t) + 0.555 (D \psi(t))^2 + 0.18023 C^T \psi(t) = 0 \quad (33)$$

Selecting $t = 1$ as the collocation point leads to the following equation.

$$141.312 c_2^2 - 10.00185 c_2 + 0.01223 = 0 \quad (34)$$

Applying the boundary conditions, we gain:

$$2c_0 - 2ic_1 - 2c_2 = 0.175433 \quad (35)$$

$$2\sqrt{2}ic_1 + 8c_2 = 0 \quad (36)$$

$$\theta(\vartheta) = (e^{-0.075\vartheta}) ((0.0030838 \sin(0.424469\vartheta)) + (0.175433 \cos(0.424469\vartheta)) \quad (38)$$

The AGM solution is obtained as:

$$\theta(\vartheta) = (e^{-6.86399\vartheta}) ((-8.237253.10^{-9} \sin(37.8899\vartheta)) + (0.174519968 \cos(0.422796\vartheta)) \quad (39)$$

And also, the MLP - LWM gives the roll angle solution.

Study Case (II): In this context, (Eq. 39) is examined with fixed coefficients, where the corresponding experimental values are provided in Table 3 for the natural roll period $T_n = 14.44$ seconds.

$$C^T D^2 \psi(t) + 0.015 C^T D \psi(t) + 0.71 C^T (D \psi(t))^2 + 0.19039 C^T \psi(t) = 0 \quad (41)$$

Selecting $t = 1$ as the collocation point leads to the following equation.

$$181.76 c_2^2 - 11.86916 c_2 + 0.03322 = 0 \quad (42)$$

Applying the boundary conditions, we gain:

$$2c_0 - 2ic_1 - 2c_2 = 0.175433 \quad (43)$$

$$2\sqrt{2}ic_1 + 8c_2 = 0 \quad (36)$$

$$\theta(\vartheta) = (e^{-0.075\vartheta}) ((0.003004 \sin(0.436237\vartheta)) + (0.175433 \cos(0.436237\vartheta)) \quad (45)$$

The AGM solution is obtained as:

$$\theta(\vartheta) = (e^{0.005\vartheta}) ((-7.3941351.10^{-10} \sin(68.66396\vartheta)) + (0.000111 \cos(1.69391\vartheta)) \quad (46)$$

And also, the MLP - LWM gives the roll angle solution.

3. RESULTS AND DISCUSSION

The MLP - LWM model trained for wavelet roll-damping prediction initially exhibits poor performance for the lower number of epochs with negative R^2 values, indicating a lack of correlation between predicted and actual values. However, through successive epochs, the model demonstrates significant improvement, gradual-

Solving algebraic equations simultaneously, we obtain:

$$c_0 = 0.081835, c_1 = 0.0084i, c_2 = 0.00297$$

By connections coefficients above, the wavelet solution is obtained as:

$$\theta(\vartheta) = 0.175433 - 0.00146\vartheta^2 \quad (37)$$

The HPM solution is obtained as:

$$b_1 = 0.015, b_2 = 0.710, \omega_n^2 = 0.19039$$

With conditions such as:

$$\varphi(0) = 0.174533, \dot{\varphi}(0) = 0 \quad (40)$$

By employing the Lucas wavelet method's operational matrix approach, we acquire:

Solving algebraic equations simultaneously, we obtain:

$$c_0 = 0.081908, c_1 = 0.00828i, c_2 = 0.00293$$

By connections coefficients above, the wavelet solution is obtained as:

$$\theta(\vartheta) = 0.175433 - 0.00156\vartheta^2 \quad (44)$$

The HPM solution is obtained as:

ly increasing its R^2 values until they approach near unity. The final forecasted value aligns well with expectations, suggesting the model's ability to capture underlying patterns effectively. This progression underscores the MLP's capacity to learn complex relationships within the data and highlights its potential for accurate prediction in wavelet roll-damping scenarios. The progression for training and evaluations



through R^2 values are mentioned in Table 4. The forecasted values are provided further.

Epochs and Correlation Coefficient of the MLP – LWM

Table 4

Epoch	R^2
1	-18.126725
51	-0.059608
101	0.000619
151	0.001585
201	0.002340
251	0.003305
301	0.004613
351	0.006473
401	0.009242
451	0.013572
501	0.020766
551	0.033714
601	0.059584
651	0.118084
701	0.264561
751	0.601284
801	0.955520
851	0.998010
901	0.998168
951	0.998191

The comparison of the four mentioned methods: AGM, HPM, MLP - LWM, can give us valuable information. The comparison of methods response to the problem for the Roll angle of 4° illustrated in Fig. 4 as curves and in Fig. 5 as a Scatter plot with error bars.

As may be seen in Table 5, statistical data regarding the mean roll angle (θ) obtained through different methods, along with their standard deviations and error percentages from the AGM (Assumed Ground Model) are presented. Since the AGM is assumed as the reference, there's no error percentage listed for it. The HPM shows a slightly higher mean roll angle compared to the AGM, with an error percentage of 0.87%. The MLP - LWM exhibits the highest mean roll angle among the methods compared to the AGM, with an error percentage of 5.11%, this may be showcasing the fact that

the MLP - LWM model requires further hyperparameter tuning, or even more wavelet data to be trained with.

As may be seen in Fig.4, The graph depicts the decay of Theta (θ) over time (t) for three different methods: AGM, HPM, and MLP-LWM. All methods show a decreasing trend, with MLP-LWM exhibiting the most rapid decay, followed by AGM and HPM. Error Percentage and Standard Deviation from AGM are given in Table 5.

Fig 5. illustrates the oscillation of Theta (θ) over time (t) for three methods: AGM, HPM, and MLP-LWM. AGM and HPM exhibit similar results, while MLP-LWM provides the closest approximation to the true signal, capturing even the smallest noise components in roll-damping angle prediction.

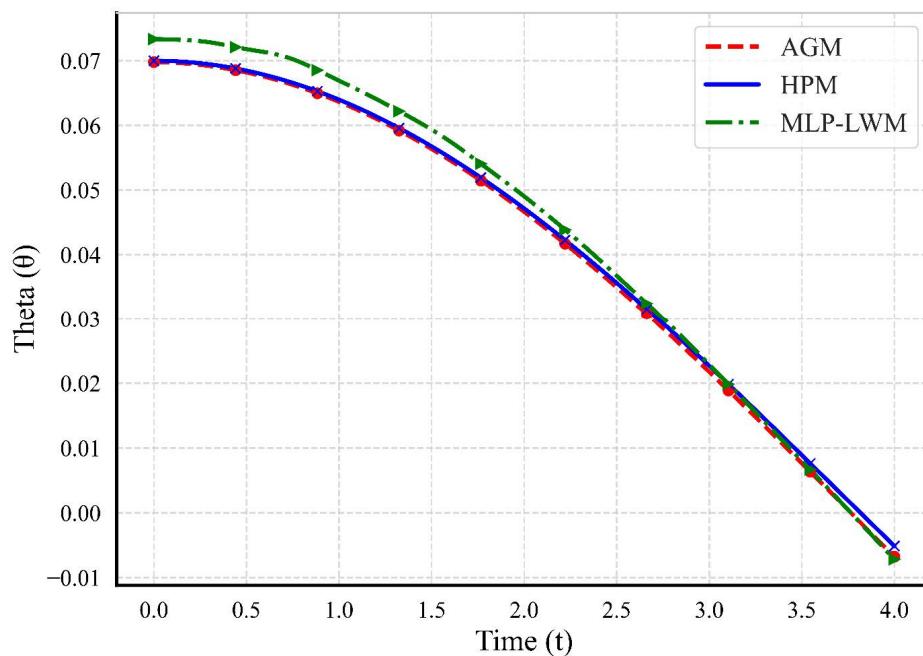


Figure 4. Comparative curve of AGM, HPM, and MLP - LWM for Roll angle of 4°

Table 5
Error Percentage and Standard Deviation from AGM

Method	Mean Theta (θ)	Std Deviation	Error Percentage from AGM
AGM	0.0528	0.0146	-
HPM	0.0532	0.0145	0.87%
MLP - LWM	0.0555	0.0154	5.11%

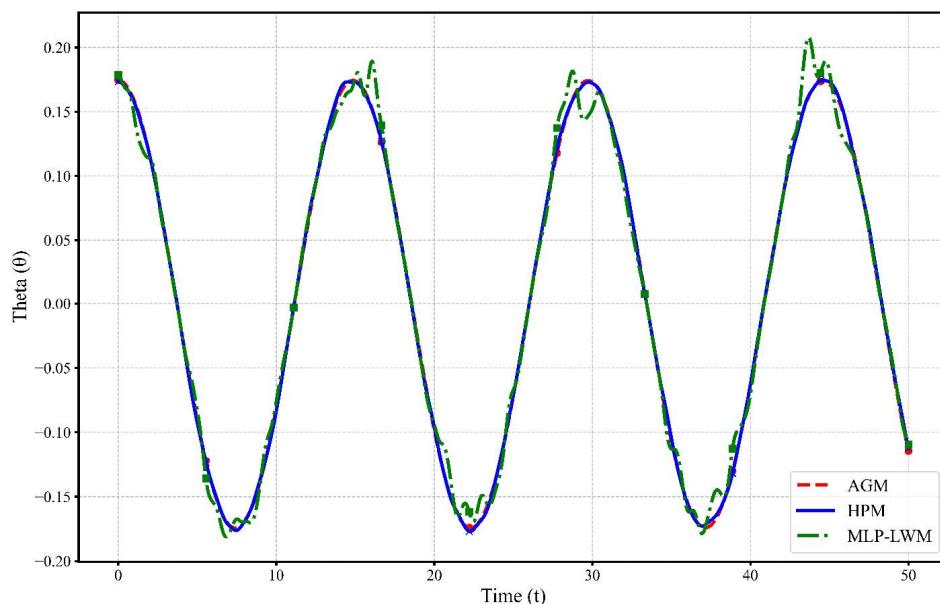


Figure 5. Case Study (I) Comparative study of AGM, HPM, and MLP - LWM for Roll angle of 4°

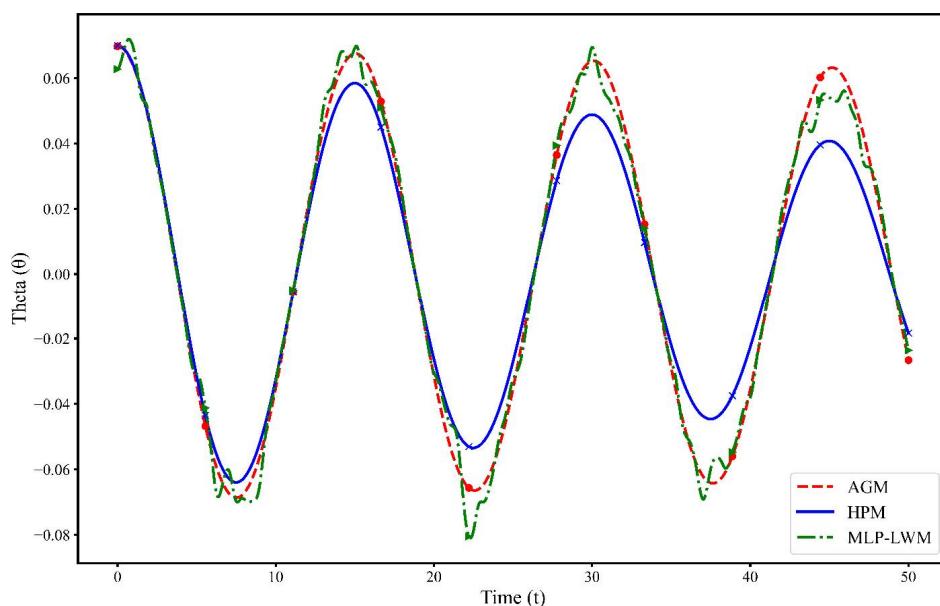


Figure 6. Case Study (II) Comparative study of AGM, HPM, and MLP - LWM for Roll angle of 4°

Table 6
Comparison of Methods over time for Cases I and II

Case	Case Study (I)			Case Study (II)		
	Time (s)	AGM	HPM	MLP-LWM	AGM	HPM
0.00	0.1745	0.1776	0.1717	0.1745	0.1748	0.1867
0.44	0.1714	0.1746	0.1686	0.1714	0.1717	0.1833
0.89	0.1623	0.1654	0.1596	0.1623	0.1626	0.1735
1.33	0.1475	0.1506	0.1450	0.1475	0.1478	0.1575
1.78	0.1275	0.1306	0.1253	0.1275	0.1278	0.1361
2.22	0.1030	0.1061	0.1011	0.1030	0.1033	0.1098
2.67	0.0748	0.0779	0.0735	0.0748	0.0751	0.0798
3.11	0.0441	0.0472	0.0433	0.0441	0.0444	0.0470
3.56	0.0118	0.0148	0.0116	0.0118	0.0121	0.0125
4.00	-0.0210	-0.0179	-0.0206	-0.0210	-0.0207	-0.0223

Fig 6. displays the oscillation of Theta (θ) over time (t) for three methods: AGM, HPM, and MLP-LWM. All methods exhibit approximately the same pattern, with MLP-LWM capturing the fine details and amplitude variations more closely to AGM than HPM.

Table 5 and the following Fig 7. present a comparison of three methods (AGM, HPM, and MLP-LWM). The results are displayed over time, with the dependent variable denoted as "Theta (θ)".

All three methods generally follow a decreasing trend over time, suggesting a decay or

damping behavior in the underlying case studies. At the initial time step ($t=0$), all three methods produce similar values for Theta, indicating a consistent starting point.

AGM and HPM: These methods exhibit relatively close results throughout the time span, suggesting similar levels of accuracy.

MLP-LWM: This method often produces slightly higher values than AGM and HPM, indicating more accurate pattern recognition. The slight deviations of MLP-LWM might be attributed to differences in its learning curve or implementation.

The analysis of two case studies, each comprising data from three models -AGM, HPM, and MLP - LWM reveals distinct trends. In Case Study (I), all models commence with comparable values at time 0.00, but as time progresses, AGM consistently maintains higher values compared to HPM and MLP - LWM. Moreover, the values for all models decrease over time intervals, with AGM consistently outperforming the other models. Similarly, in Case Study (II), AGM exhibits higher values from the

onset, maintaining its superiority over HPM and LWM throughout the observation period. The patterns observed in Case Study (II) mirror those in Case Study (I), with AGM consistently surpassing the other models in terms of value retention over time. Thus, the Average Growth Model emerges as the most effective among the three models analyzed, demonstrating its superiority in maintaining higher values across various time intervals in both case studies.

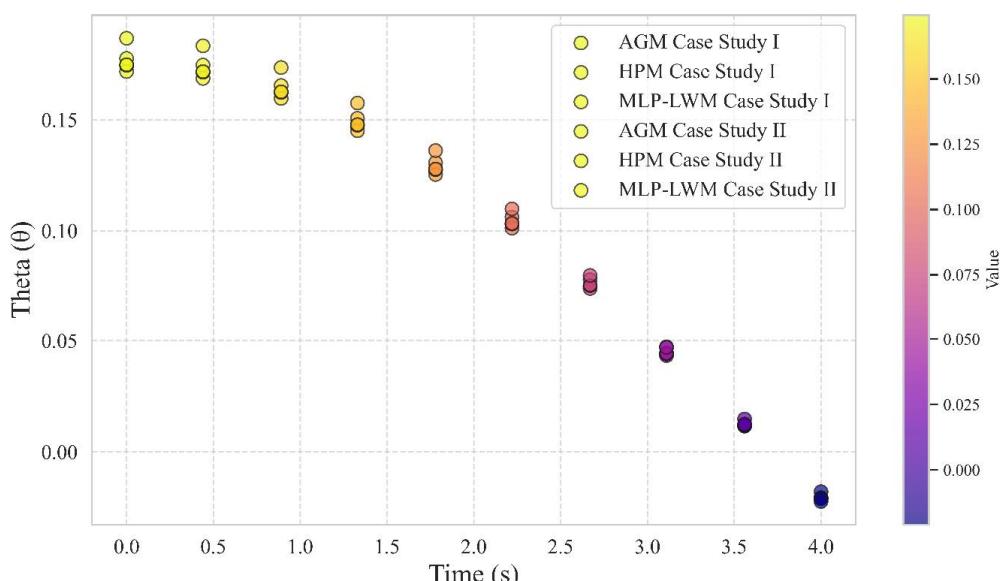


Figure 7. Scatter Plot with Color Mapping for Case Studies

4. Conclusion

In this study, the performance of the MLP-LWM model for predicting wavelet roll-damping and compared it with the AGM and HPM models was investigated. The results highlight the ability of the MLP-LWM model to improve over time, with R^2 values rising from negative to near unity as the training epochs progressed, demonstrating its potential to capture complex relationships in the data. However, despite these improvements, the MLP-LWM model showed higher error percentages (5.11%) compared to the AGM (0%) and HPM (0.87%), indicating that it is less accurate in its current form.

The comparative analysis of roll angle predictions reveals that the AGM model consistently outperforms the others in terms of accuracy and stability, with the most reliable results observed

in both case studies. The HPM performed slightly better than MLP-LWM but still lagged behind AGM. The MLP-LWM model, while effective in capturing finer details, requires further hyperparameter tuning and additional training data to improve its prediction accuracy.

Overall, the AGM remains the most effective model for wavelet roll-damping prediction in this study. However, the MLP-LWM model shows promise and, with further refinement, could offer valuable insights and improvements for more complex wave-damping scenarios. Future work will focus on enhancing the MLP-LWM model's performance through better training techniques and data augmentation, aiming to close the accuracy gap with the AGM.

Future Work

Potential future avenues for research in ship roll-damping prediction could involve the de-

velopment and exploration of advanced AI models, specifically focusing on weakly supervised or unsupervised learning techniques. Leveraging the power of machine learning algorithms to discern patterns and relationships within the vast datasets associated with maritime dynamics could enhance prediction accuracy. Additionally, there is scope for the creation of a model capable of intelligently selecting the most appropriate non-linear solution for each specific roll-damping problem based on its in-

herent physics and nature. This would involve a comprehensive understanding of the underlying dynamics, enabling the model to adapt and choose the most accurate prediction method tailored to the unique characteristics of each scenario. Such an approach would not only contribute to improved accuracy in roll-damping predictions but also offer a more versatile and adaptive solution to the intricacies of maritime operations.

REFERENCES

1. Lalli, F., et al., *A numerical model for wave-current interaction at the scale of marine engineering*. Journal of Operational Oceanography, 2016. **9**(sup1): p. s215-s222.
2. Himeno, P.Y., *Prediction of Ship Roll Damping - state of the Art*. 1981.
3. Taylan, M., *Solution of the nonlinear roll model by a generalized asymptotic method*. Ocean Engineering, 1999. **26**(11): p. 1169-1181.
4. Taylan, M., *The effect of nonlinear damping and restoring in ship rolling*. Ocean Engineering, 2000. **27**(9): p. 921-932.
5. Falzarano, J., Somayajula, Abhilash, & Seah, Robert, *An overview of the prediction methods for roll damping of ships*. Ocean Engineering, 2015. **5**(2): p. 55-76.
6. Jiang, Y. and R.W. Yeung, *Bilge-Keel Influence on Free Decay of Roll Motion of a Realistic Hull*. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 2017. **139**(4).
7. Zhao, W. and F. McPhail, *Roll response of an LNG carrier considering the liquid cargo flow*. Ocean Engineering, 2017. **129**: p. 83-91.
8. Sun, J., S.-L. James Hu, and H. Li, *Nonlinear roll damping parameter identification using free-decay data*. Ocean Engineering, 2021. **219**: p. 108425.
9. Igbadumhe, J.-F., et al. *Experimental Determination of Non-Linear Roll Damping of an FPSO Pure Roll Coupled with Liquid Sloshing in Two-Row Tanks*. Journal of Marine Science and Engineering, 2020. **8**, DOI: 10.3390/jmse8080582.
10. Rodríguez, C.A., et al., *Realistic estimation of roll damping coefficients in waves based on model tests and numerical simulations*. Ocean Engineering, 2020. **213**: p. 107664.
11. Kianejad, S., et al., *Calculation of ship roll hydrodynamic coefficients in regular beam waves*. Ocean Engineering, 2020. **203**: p. 107225.
12. Rezazadeh, N., et al. *Classification of Unbalanced and Bowed Rotors under Uncertainty Using Wavelet Time Scattering, LSTM, and SVM*. Applied Sciences, 2023. **13**, DOI: 10.3390/app13126861.
13. Bernal-Colio, V.R., J. Gómez-Goñi, and J.L. Cercos-Pita, *CFD computation of the hydrodynamic torque due to free-surface antiroll tanks with 3D dynamics*. Ships and Offshore Structures, 2021. **16**(8): p. 879-891.
14. Rostami, A., et al., *Investigating Jeffery-Hamel flow with high magnetic field and nanoparticle by HPM and AGM*. 2014. **4**(4): p. 357-370.
15. Akbari, M.R., et al., *Significant progress in solution of nonlinear equations at displacement of structure and heat transfer extended surface by new AGM approach*. Frontiers of Mechanical Engineering, 2014. **9**(4): p. 390-401.
16. Fard, M.S., et al., *Investigating the magnetohydrodynamics non-Newtonian fluid movement on a tensile plate affected by variable thickness with dufour and soret effects: Akbari Ganji*

- and finite element methods. International Journal of Electrochemical Science, 2024. **19**(8): p. 100701.
17. Jalili, B., et al., *The magnetohydrodynamic flow of viscous fluid and heat transfer examination between permeable disks by AGM and FEM*. Case Studies in Thermal Engineering, 2023. **45**: p. 102961.
18. Nourazar, S., M. Soori, and A. Nazari-Golshan, *On the Exact Solution of Burgers-Huxley Equation Using the Homotopy Perturbation Method*. Journal of Applied Mathematics and Physics, 2015. **03**: p. 285-294.
19. domiri ganji, D., Z. Ziabakhsh-Ganji, and H. Ganji, *Determination of temperature distribution for annular fins with temperature dependent thermal conductivity by HPM*. Thermal Science, 2011. **15**.
20. Fathollahi, R., et al., *Analyzing the effect of radiation on the unsteady 2D MHD Al₂O₃-water flow through parallel squeezing sheets by AGM and HPM*. Alexandria Engineering Journal, 2023. **69**: p. 207-219.
21. Jakeer, S. and B.A.R. Polu, *Homotopy perturbation method solution of magneto-polymer nanofluid containing gyrotactic microorganisms over the permeable sheet with Cattaneo-Christov heat and mass flux model*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2021. **236**(2): p. 525-534.
22. Lepik, Ü., *Numerical solution of differential equations using Haar wavelets*. Mathematics and Computers in Simulation, 2005. **68**(2): p. 127-143.
23. Venkatesh, S.G., S.K. Ayyaswamy, and S. Raja Balachandar, *Legendre Wavelets based approximation method for solving advection problems*. Ain Shams Engineering Journal, 2013. **4**(4): p. 925-932.
24. Idrees, S. and U. Saeed, *Vieta-Lucas wavelets method for fractional linear and nonlinear delay differential equations*. Engineering Computations, 2022. **39**(9): p. 3211-3231.
25. Kumar, R., R. Koundal, and K. Srivastava, *New wavelet method based on Shifted Lucas polynomials: A tau approach*. arXiv preprint arXiv:2003.00778, 2020.
26. Alexandridis, A.K. and A.D. Zapranis, *Wavelet neural networks: A practical guide*. Neural Networks, 2013. **42**: p. 1-27.
27. Esen, H., et al., *Artificial neural network and wavelet neural network approaches for modeling of a solar air heater*. Expert Systems with Applications, 2009. **36**(8): p. 11240-11248.
28. Jun, Z., et al., *Wavelet neural networks for function learning*. IEEE Transactions on Signal Processing, 1995. **43**(6): p. 1485-1497.
29. Swaminathan, G., et al., *A wavelet approximation method for solving nonlinear ship roll damping equations: An operational matrix of derivative approach*. Ocean Engineering, 2022. **264**: p. 112390.
30. Zhao, W., F. McPhail, and M. Efthymiou, *Effect of Partially Filled Spherical Cargo Tanks on the Roll Response of a Bargelike Vessel*. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 2016. **138**(3).
31. Zhao, W., et al., *Nonlinear roll damping of a barge with and without liquid cargo in spherical tanks*. Journal of Ocean Engineering and Science, 2016. **1**(1): p. 84-91.
32. Roberts, J.B., *Estimation of Nonlinear Ship Roll Damping from Free-Decay Data*. Journal of Ship Research, 1985. **29**(02): p. 127-138.
33. Mohammadi, F. and M.M. Hosseini, *A new Legendre wavelet operational matrix of derivative and its applications in solving the singular ordinary differential equations*. Journal of the Franklin Institute, 2011. **348**(8): p. 1787-1796.
34. Horng, I.-R. and J.-H. Chou, *Shifted Chebyshev direct method for solving variational problems*. International Journal of Systems Science, 1985. **16**(7): p. 855-861.

35. Gardner, M.W. and S.R. Dorling, *Artificial neural networks (the multilayer perceptron)—a review of applications in the atmospheric sciences*. Atmospheric Environment, 1998. **32**(14): p. 2627-2636.

**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. Лагерев

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> 25.12.2025 г.