



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskii Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2022(3)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 3
2022**

Nauchno-tehnicheskij
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta

Scientific and Technical Journal of
Bryansk State University

№ 3
2022

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 3 (2022). Брянск: РИСО БГУ, 2022. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>
Размещено на официальном сайте журнала: 25.09.2022

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

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

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

05.05.03 – Колесные и гусеничные машины (технические науки);

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

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

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

Главный редактор сетевого издания:

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

Ответственный секретарь сетевого издания:

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

Редакционная коллегия сетевого издания:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Chief editor:

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

Executive secretary:

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

Editorial Board:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

16+

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

© Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2022
© 2022 Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



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

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ



Машиностроение и машиноведение

Транспортное, горное и строительное машиностроение

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

Корытов М.С., Щербаков В.С., Кашипова И.Е. (Омск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-183-193

Аналитическое выражение для аппроксимации силы трения виброзащитного механизма сиденья оператора 183

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-194-210

Определение усилий натяжения канатов при эксплуатации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов 194

Мазунова Л.Н., Беляков В.В., Ерофеева Л.Н., Макаров В.С., Бушуева М.Е.

(Нижний Новгород, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-211-222

Методика вычисления интегрального показателя подвижности колесных вездеходов на основе метода многокритериальной оптимизации 211

Сизиков В.С. (Санкт-Петербург, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-223-235

Определение рациональных режимных параметров виброударного грохота 223

Цехош С.И., Журавский Б.В., Щербаков В.С. (Омск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-236-245

Исследование влияния параметров гидропневмоаккумулятора на работу устройства управления положением цилиндрической щётки коммунальной машины 236

Свойкин А.О., Крауиньш П.Я. (Томск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-246-254

Исследование динамического поведения плунжера золотника с модернизированным приводом 246

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE

**Machinery Building and Theoretical Engineering
Transport, Mining and Construction Machinery**

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

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

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-183-193

Analytical expression for approximation of the friction force of the vibration protection mechanism of the operator's seat 183

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-194-210

Determination of tension forces of ropes during the operation of mobile transport and reloading rope complexes 194

Mazunova L.N., Belyakov V.V., Erofeeva L.N., Makarov V.S., Bushueva M.E.

(Nizhny Novgorod, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-211-222

Method for calculating the integral mobility index of wheeled all-terrain vehicles based on the multi-criteria optimization method 211

Sizikov V.S. (Saint Petersburg, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-223-235

Determination of rational operating parameters of vibroimpact screen 223

Tsekhosh S.I., Zhuravskiy B.V., Sherbakov V.S. (Omsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-236-245

Investigation of the influence of the parameters of a hydropneumatic accumulator on the operation of the device for controlling the position of a cylindrical brush of a communal machine 236

Svoykin A.O., Krauinsh P.Ya. (Tomsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-246-254

Study of the dynamic behavior of a spool with a modernized drive 246

УДК (UDC) 62-752.2

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ВЫРАЖЕНИЕ ДЛЯ АППРОКСИМАЦИИ СИЛЫ ТРЕНИЯ
ВИБРОЗАЩИТНОГО МЕХАНИЗМА СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРАANALYTICAL EXPRESSION FOR APPROXIMATION OF THE FRICTION FORCE
OF THE VIBRATION PROTECTION MECHANISM OF THE OPERATOR'S SEATКорытов М.С., Щербаков В.С., Кашапова И.Е.
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Kashapova I.E.¹ – Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
¹ – Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. При математическом моделировании динамических и виброзащитных систем операторов строительных и дорожных машин, необходимо учитывать демпфирующие свойства механизмов. Учет силы трения в математических моделях зачастую выполняется при помощи коэффициента, по модели вязкого трения. В более сложных моделях общепринятым является использование известного выражения, в котором присутствуют функции экспоненты и гиперболического тангенса, а независимыми параметрами являются силы трения Кулона и отрыва, скорость трения отрыва, коэффициент вязкого трения. Данное выражение используется в известном математическом пакете. Однако известное выражение недостаточно точно аппроксимирует экспериментальные кривые трения. В настоящей работе было дополнено альтернативное выражение полной силы трения. Доработка позволила применить новую формулу для всего диапазона изменения аргумента скорости и точнее воспроизвести характерную форму экспериментальных характеристик трения. Для нового выражения были получены дополняющие формулы, устанавливающие связь входящих параметров от ряда других, имеющих ясный и простой физический смысл параметров. Было выполнено сравнение общепринятого и предложенного выражений по экспериментальным данным, были построены графики относительной погрешности. Также сравнение двух выражений полной силы трения было произведено, в качестве примера, на динамической модели вынужденных колебаний сосредоточенной массы на подвижном основании. Результаты сравнения показали существенное расхождение общепринятого выражения в сравнении с предложенным, по значениям полной силы трения, а также расхождение в получаемых на динамической модели амплитудах относительных перемещений и абсолютных ускорений массы. Предложенное выражение может быть использовано для аппроксимации полной силы трения в математических моделях динамических виброзащитных систем сидений операторов.

Ключевые слова: вибрация, характеристика трения, виброзащита, сиденье оператора.

Abstract. In mathematical modeling of dynamic and vibration protection systems of operators of construction and road machines, it is necessary to take into account the damping properties of the mechanisms. Accounting for the friction force in mathematical models is often performed using a coefficient, according to the viscous friction model. In more complex models, it is common to use a well-known expression in which the functions of the exponent and hyperbolic tangent are present, and the independent parameters are the Coulomb and separation friction forces, the separation friction rate, and the coefficient of viscous friction. This expression is used in a well-known mathematical package. However, the well-known expression does not accurately approximate the experimental friction curves. In the present work, an alternative expression for the total friction force has been supplemented. The refinement made it possible to apply a new formula for the entire range of change in the velocity argument and more accurately reproduce the characteristic shape of the experimental friction characteristics. For the new expression, complementary formulas were obtained that establish the relationship between the input parameters and a number of others that have a clear and simple physical meaning of the parameters. A comparison was made of the generally accepted and proposed expressions according to experimental data, graphs of the relative error were constructed. Also, a comparison of two expressions of the total friction force was made, as an example, on a dynamic model of forced oscillations of a concentrated mass on a moving base. The comparison results showed a significant discrepancy between the generally accepted expression in comparison with the proposed one, in terms of the total friction force, as well as a discrepancy in the amplitudes of relative displacements and absolute mass accelerations obtained on the dynamic model. The proposed expression can be used to approximate the total friction force in mathematical models of dynamic vibration protection systems for operator seats.

Keywords: vibration, friction characteristic, vibration protection, operator's seat.

Дата принятия к публикации: 26.06.2022
Дата публикации: 25.09.2022

Date of acceptance for publication: 26.06.2022
Date of publication: 25.09.2022

Сведения об авторах:

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

ORCID: 0000-0002-5104-7568

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

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Кашапова Ирина Евгеньевна – аспирант кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

Authors' information:

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

ORCID: 0000-0002-5104-7568

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

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Irina E. Kashapova – postgraduate at Department of Automation of Production Processes and Electrical Engineering, Siberian State Automobile and Road University (SibADI), e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

1. Введение

Для операторов строительных и дорожных мобильных машин весьма актуальной является проблема защиты от динамических воздействий и вибраций, возникающих во время выполнения производственного цикла [1].

Значительные вибрации возникают при работе таких машин, как дорожные [2], строительные [3], подъемно-транспортные, коммунальные [4], лесохозяйственные [5], сельскохозяйственные [6] и т.д. Наиболее серьезные воздействия на операторов производят вибрации, которые передаются через сиденье в кабине оператора машины [7].

Методы численного решения систем дифференциальных уравнений позволяют исследовать колебания динамических систем как с линейными, так и с нелинейными упругими и демпфирующими характеристиками [8]. В большинстве математических моделей, описывающих колебания виброзащищаемых масс, например, сиденья с оператором в кабине машины, используются линейные статические силовые характеристики [9]. Потери на трение при теоретическом исследовании вибраций и систем виброзащиты зачастую вообще не учитываются, либо учитываются упрощенно по модели вязкого трения при помощи постоянного коэффициента [10].

Между тем, вопрос корректного описания и использования характеристики трения чрезвычайно важен, поскольку данная характеристика, под которой понимают зависимость полной силы трения от скорости относительного движения, оказывает определяющее влияние на характер перемещения [11].

В блоке Translational Friction пакета моделирования физических систем Simscape математической системы MATLAB [12], используется известное аналитическое выражение для аппроксимации кривой Герси-Штрибека, описывающей экспериментально полученные функциональные зависимости полной силы трения (при наличии в системе всех возможных видов трения: покоя, сухого, вязкого и, наконец, смешанного) от скорости поступательного перемещения объекта [12, 13]:

$$F_{ff} = \left(\sqrt{2 \cdot e}\right) \cdot (F_{brk} - F_C) \cdot e^{-\left(\frac{v_1}{v_{St}}\right)^2} \cdot \frac{v_1}{v_{St}} + F_C \cdot \tanh\left(\frac{v_1}{v_{Coul}}\right) + b \cdot v_1, \quad (1)$$

где $v_{St} = v_{brk} \cdot \sqrt{2}$ – пороговое значение скорости для трения Штрибека; $v_{Coul} = \frac{v_{brk}}{10}$ – пороговое значение скорости для трения Кулона; v_{brk} – скорость трения отрыва (ско-

рость, при которой сила трения Штрибека достигает своего максимума); F_C – сила трения Кулона; F_{brk} – сила трения отрыва, которая является суммой сил Кулоновского и статического трения (должна быть больше или равна значению силы трения Кулона); b – коэффициент вязкого трения; v_1 – относительная текущая скорость поступательного перемещения объекта (в данном случае, скорость собственной деформации виброзащитного механизма).

Независимыми исходными параметрами для вычисления по формуле (1) выступают постоянные F_C , F_{brk} , v_{brk} , b , и переменное значение скорости v_1 .

На рис. 1,а приведен пример характерной формы экспериментально получаемых кривых функции трения от скорости перемещения [11], а на рис. 1,б – пример полученной по формуле (1) аппроксимации данной функции [12, 13]. Независимые параметры при получении аппроксимационной кривой на рис. 1,б принимали следующие значения: $F_{brk}=2.5$ Н, $F_C=2$ Н, $v_{brk}=0.01$ м/с, $b=20$ Н/(м/с).

Видно, что значения локального максимума и локального минимума не совпадают с заданными значениями F_{brk} и F_C соответственно. Например, значение локального минимума в правой половине графика составляет 2,59 Н вместо заданного значения $F_C=2$ Н. Т.е, качество аппроксимации экспериментальных кривых при помощи выражения (1) оставляет желать лучшего. Отметим, что математическая система MATLAB во всем мире считается элитной и одной из наиболее передовых и современных программных сред для математического моделирования.

2. Постановка задачи

Целесообразно нахождение для использования в математических моделях виброзащитных и других динамических систем аналитического выражения, достаточно простого, и одновременно точно аппроксимирующего экспериментально полученные характеристики трения. Чтобы входящие в него параметры по возможности имели ясный и простой физический смысл.

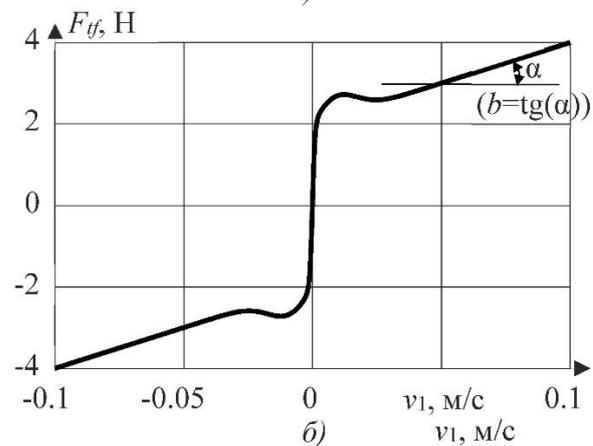
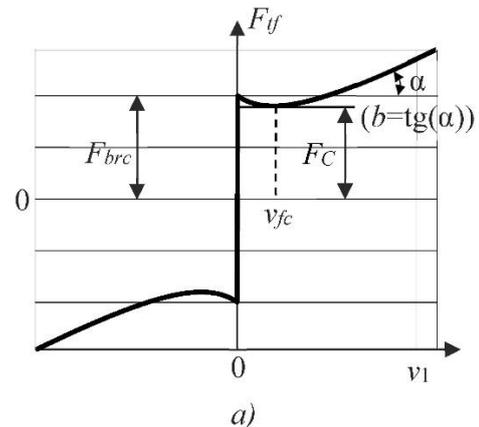


Рис. 1. Примеры характерной формы экспериментальной кривой функции трения (а) и полученной по общепринятому выражению (1) аппроксимации (б)

3. Описание предлагаемого выражения и его параметров

В работе [11] отмечено, что большая часть известных выражений, аппроксимирующих кривую Герси-Штрибека, достаточно громоздки и не всегда удачны, что подтверждают полученные данные с рис. 1,б.

В этой же работе В.А. Коронатовым предложено следующее компактное аналитическое выражение для аппроксимации кривой Герси-Штрибека в положительной области аргумента [11]:

$$F_{tf} = \frac{f \cdot N \cdot (D + v_1)}{D + v_1 \cdot (b_h + 1)} + b \cdot v_1, \quad (2)$$

где D – коэффициент, определяющий продолжительность постоянства в начале скольжения (при $v_1 \ll 1$) с заданной точностью для участка граничного (сухого) тре-

ния; b_h – коэффициент, определяющий степень крутизны падающего участка для смешанного трения; f – коэффициент трения покоя; N – условная прижимная сила.

Отмечается, что выражение (2) достаточно точно аппроксимирует экспериментальную кривую трения, а входящие в него параметры имеют ясный физический смысл [11].

В то же время, из выражения (2) видно, что оно корректно описывает экспериментальную кривую трения только для правой половины графика, т.е. для положительных значений скорости v_1 . Для того, чтобы распространить действие выражения (2) на область отрицательных значений скорости v_1 , и для использования большего числа параметров из выражения (1), известное выражение (2) авторами было дополнено и преобразовано к следующему виду:

$$F_{ff} = \operatorname{sgn}(v_1) \cdot \left(b \cdot |v_1| + \frac{F_{brk} \cdot (D + |v_1|)}{D + |v_1| \cdot (b_h + 1)} \right), \quad (3)$$

где $F_{brk} \equiv f \cdot N$ – значение абсолютного максимума функции (3), достигаемое при $v_1=0$ подстановкой нулевого значения v_1 и единичного значения $\operatorname{sgn}(v_1)=1$ в (3).

Выражение (3) может быть применено для точной аппроксимации значений полной силы трения в зависимости от текущих значений скорости перемещения v_1 на всем диапазоне изменения скорости, в том числе для отрицательных значений. Вид получающихся при этом кривых соответствует экспериментальным.

Целесообразно выразить входящие в (3) независимые параметры D и b_h через значения сил трения F_{brk} , F_C , и значение аргумента скорости v_{fc} , при котором достигается локальный минимум F_C полной силы трения F_{ff} (см. рис. 1, а). Используем для этого исходное выражение (2) правой части характеристики с заменой ($f \cdot N$) на F_{brk} :

$$F_{ff} = b \cdot v_1 + \frac{F_{brk} \cdot (D + v_1)}{D + v_1 \cdot (b_h + 1)}. \quad (4)$$

Аналитическое выражение производной выражения (4) по скорости имеет вид:

$$\frac{dF_{ff}}{dv_1} = b + \frac{F_{brk}}{D + v_1 \cdot (b_h + 1)} - \frac{F_{brk} \cdot (D + v_1) \cdot (b_h + 1)}{(D + v_1 \cdot (b_h + 1))^2}. \quad (5)$$

Решение уравнения $\frac{dF_{ff}}{dv_1} = 0$, при котором функция (4) достигает локального минимума (F_C), имеет вид:

$$v_{fc} = -\frac{b \cdot D - \sqrt{b \cdot D \cdot F_{brk} \cdot b_h}}{b + b \cdot b_h}. \quad (6)$$

При подстановке выражения (6) в (4), после упрощения получается следующее уравнение, выражающее значение силы трения Кулона F_C через прочие параметры:

$$F_C = \frac{(F_{brk} - b \cdot D + 2 \cdot \sqrt{A \cdot D \cdot F_{brk} \cdot b_h})}{(b_h + 1)}. \quad (7)$$

Совместное решение системы из двух уравнений (6) и (7) относительно двух неизвестных D и b_h имеет вид:

$$D = \frac{-b \cdot F_{brk} \cdot v_{fc}^2}{\left(b^2 \cdot v_{fc}^2 - 2 \cdot b \cdot F_C \cdot v_{fc} + \right.} \quad (8)$$

$$+ 2 \cdot F_{brk} \cdot b \cdot v_{fc} + F_C^2 - F_{brk} \cdot F_C \left. \right) - \frac{\left(b^2 \cdot v_{fc}^2 - 2 \cdot b \cdot F_C \cdot v_{fc} + \right.}{\left(b^2 \cdot v_{fc}^2 - 2 \cdot b \cdot F_C \cdot v_{fc} + \right.} \quad (9)$$

$$\left. - 2 \cdot b \cdot F_{brk} \cdot v_{fc} + F_C^2 - \right. \\ \left. - 2 \cdot F_C \cdot F_{brk} + F_{brk}^2 \right) \\ \left. + 2 \cdot F_{brk} \cdot b \cdot v_{fc} + \right. \\ \left. + F_C^2 - F_{brk} \cdot F_C \right)$$

С учетом полученных обладающих новизной выражений (8) и (9), независимыми исходными параметрами для вычисления по предложенной формуле (3) выступают постоянные F_C , F_{brk} , v_{fc} , b , и переменное значение скорости v_1 . Перечисленные параметры имеют максимально простой и ясный физический смысл, и одновременно привязку к локальным экстремумам и другим характеристикам экспериментальной кривой трения (рис. 1,а).

4. Результаты сравнения функций для аппроксимации кривой Герси-Штрибека

Для сравнения известного и предлагаемого выражений, используемых для аппроксимации кривой Герси-Штрибека, были использованы данные натурального эксперимента, приведенные на рис. 2,а [14]. Натурный эксперимент по изменению коэффициента трения проводился при постоянном значении нормальной силы трущихся поверхностей 104 Н. Коэффициент трения f , значения которого приведены на оси ординат на рис. 2,

а, представляет собой отношение полной силы трения к нормальной силе трущихся поверхностей [14]. Это позволило перейти к графику зависимости силы трения от скорости перемещения (рис. 2,б). Значения коэффициента f в узловых точках были визуальным образом определены из рис. 2,а, как приблизительные средние значения облака экспериментальных точек из соответствующих мест исходного экспериментального графика. Значения аргумента в 13 рассматриваемых узловых точках: 0; 0.0125; 0.025; 0.0375; 0.05; 0.075; 0.1; 0.125; 0.15; 0.175; 0.2; 0.225; 0.25 м/с.

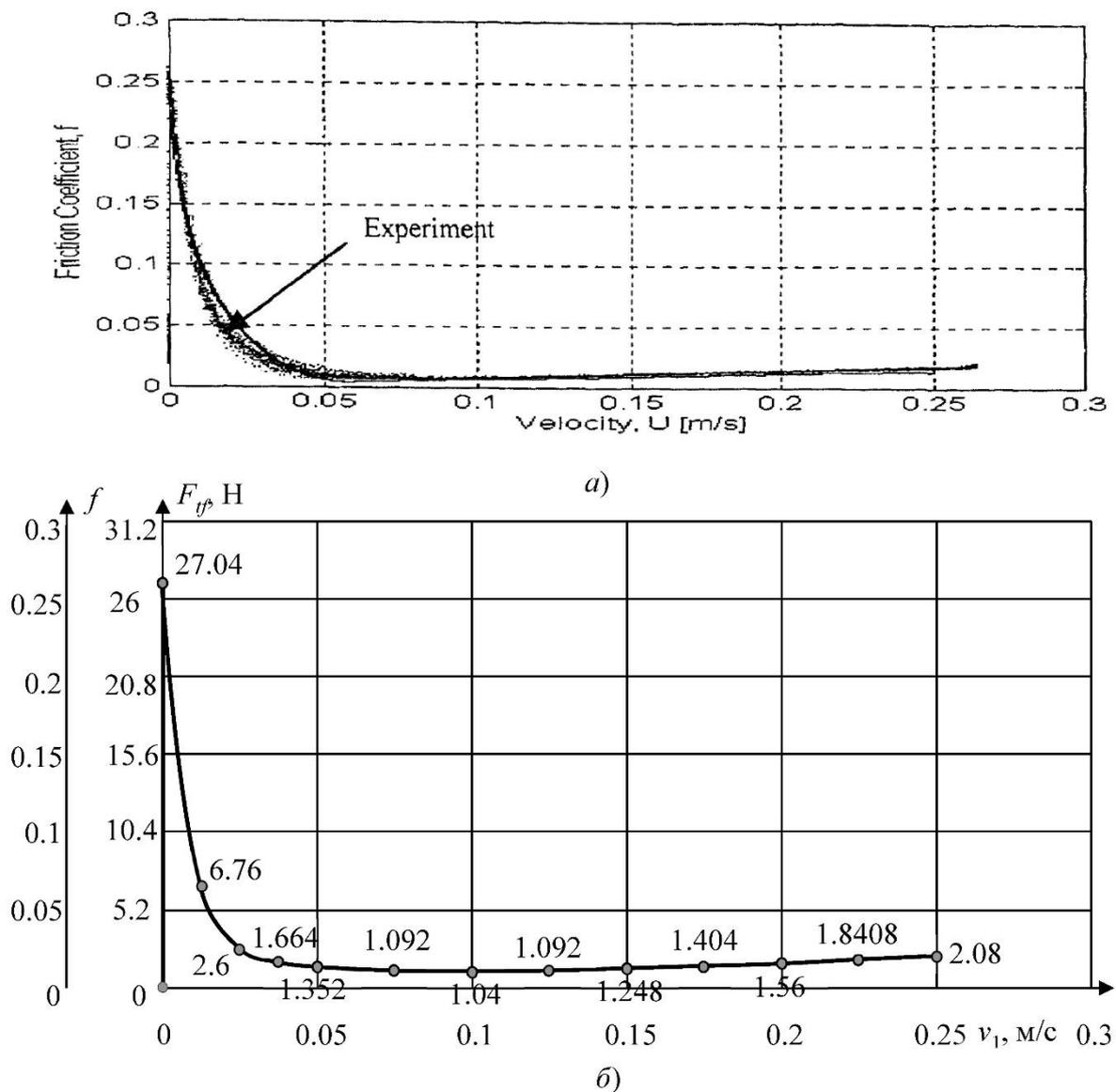


Рис. 2. Результаты натурального эксперимента по измерению коэффициента трения в зависимости от скорости: а) оригинальный график [14]; б) восстановленные значения полной силы трения в узловых точках

Вид экспериментального графика в области отрицательных значений аргумента представлял собой зеркально отраженную копию положительной части экспериментального графика.

На рис. 3,а приведены два графика функций на основе известного (1) и предлагаемого (3) выражений для аппроксимации приведенной выше экспериментальной кривой Герси-Штрибека. Исходные параметры, совпадающие для формул (1) и (3), принимали значения, согласно экспериментальным дан-

ным: $F_{brc}=27.04$ Н, $F_C=1.04$ Н, $b=10$ Н/(м/с). Несовпадающие параметры: $v_{brk}=0.005$ м/с (для формулы (1)), $v_{fc}=0.1$ м/с (для формулы (3)). Значение последнего параметра соответствовало локальному минимуму экспериментального графика.

На рис. 3,б приводятся графики соответствующих зависимостей относительных погрешностей значений полной силы трения, вычисленных по (1) и по (3), относительно экспериментальных данных.

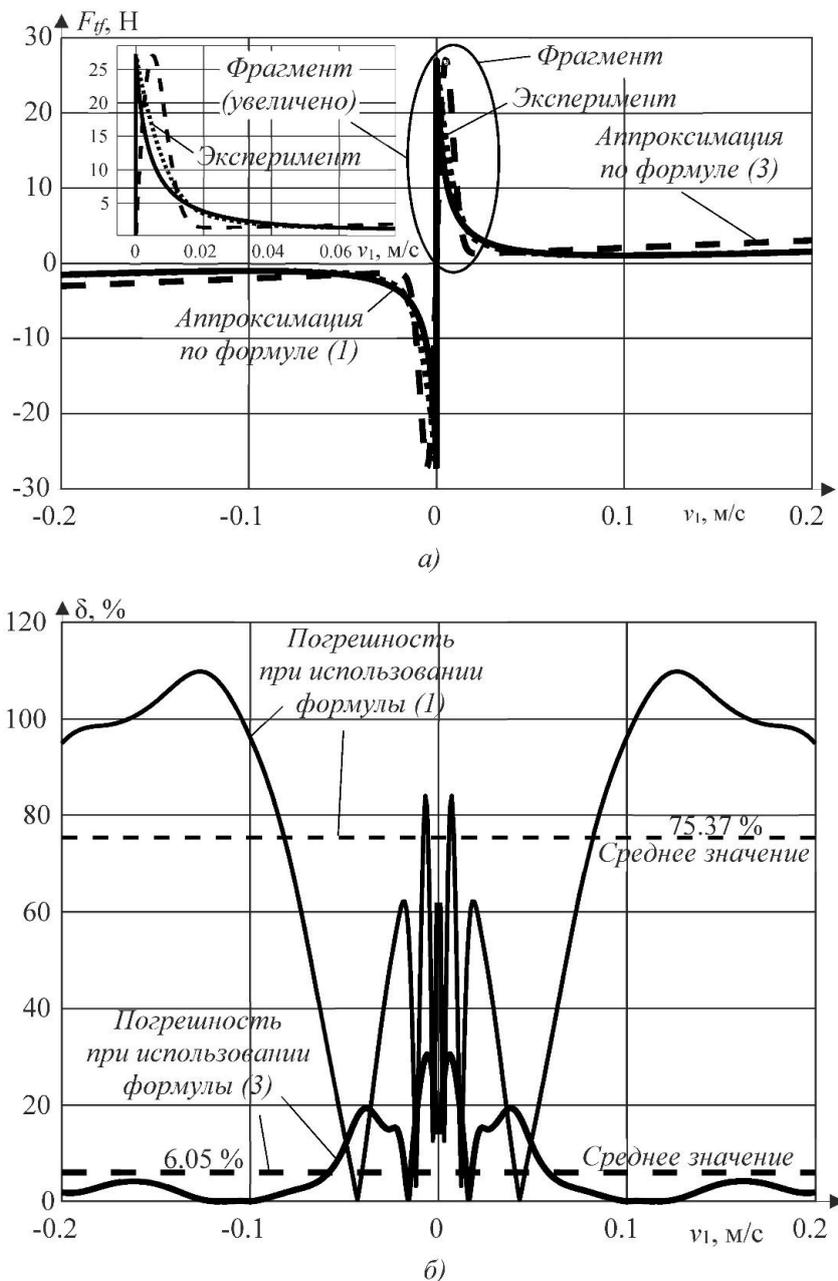


Рис. 3. Графики функций на основе известного (1) и предлагаемого (3) выражений, аппроксимирующие экспериментальную кривую Герси-Штрибека (а) и соответствующие им графики относительной погрешности (б)

Сравнительный анализ графиков двух функций, приведенных на рис. 3,б, показывает, что относительная погрешность при аппроксимации по формуле (1) достигает значения 110 %, в то время как относительная погрешность при аппроксимации по формуле (3) не превышает 30,5 %. Средние значения относительных погрешностей в рассматриваемом диапазоне значений аргумента составили 75.37 и 6.05 % при использовании формул (1) и (3) соответственно.

Сравнение двух функций полной силы трения, графики которых вычислялись по формулам (1) и (3), было произведено также на математической модели динамической системы вынужденных колебаний сосредоточенной массы на подвижном основании. Подобные модели используются, в частности, для описания вертикальных колебаний сиденья с оператором мобильной машины на виброзащитной подвеске [8].

В используемой математической модели [8] было принято допущение о том, что перемещения подвижного основания в используемой динамической модели не зависят от колебаний виброзащищаемой массы. Параметры модели в качестве примера принимали следующие значения: масса $m=200$ кг, амплитуда вертикальных перемещений основания $A_{mp}=0.0695$ м, период колебаний основания $T_o=1.8212$ с. Статическая силовая характеристика модели, используемая в качестве примера, и состоящая из трех линейных участков, приведена на рис. 4,а. Она выражалась системой из трех уравнений:

$$\begin{cases} F = 4881.768 \cdot z_1 + 198.984 & \text{при } (z_1 < -0.05); \\ F = 902.09 \cdot z_1 + 0 & \text{при } (-0.05 \leq z_1 \leq 0.05); \\ F = 4881.768 \cdot z_1 - 198.984 & \text{при } (0.05 > z_1), \end{cases} \quad (10)$$

где $z_1 = z - z_{op}$ – локальная координата виброзащищаемой массы на подвижном основании, относительно этого основания; z – вертикальная координата виброзащищаемой массы в неподвижной системе координат (абсолютная координата); $z_{op} = A_{mp} \cdot \sin(t \cdot \omega)$ – координата основания в неподвижной системе координат; A_{mp} – амплитуда заданных колебаний основания; $\omega = \frac{2\pi}{T_o}$ – угловая

(круговая) частота заданных колебаний основания; T_o – период колебаний основания.

Две сравниваемые характеристики полной силы трения приведены на рис. 4,б. Исходные параметры, совпадающие для формул (1) и (3), принимали одинаковые значения: $F_{brc}=148.205$ Н, $F_c=85.88$ Н, $b=169.14$ Н/(м/с). Несовпадающие параметры: $v_{brk}=0.059$ м/с (для формулы (1)), $v_{fc}=0.1718$ м/с (для формулы (3)).

Для моделирования вынужденных колебаний динамической виброзащитной системы методом Рунге-Кутты, находилось решение дифференциального уравнения:

$$m \cdot \ddot{z} + F_{ff} + F = 0, \quad (12)$$

где значения упругой силы виброзащитного механизма F и полной силы трения F_{ff} определялись по соответствующим приведенным выше характеристикам на основе текущих значений локальной координаты (деформации) виброзащитного механизма z_1 и ее производной по времени $v_1 = \dot{z}_1$, которые в свою очередь, зависят от текущих жестко заданных значений перемещения основания z_{op} и его производной.

На рис. 4, в, для двух характеристик трения, приведенных на рис. 4,б, приведены временные зависимости абсолютной координаты массы в установившемся режиме колебаний (с 490 до 500 с времени моделирования).

Амплитуда абсолютной координаты массы в неподвижной системе координат при использовании формулы (3) в рассматриваемом примере уменьшилась в 1.5 раза, с 0.0676 м до 0.0444 м (рис. 4,в).

5. Заключение

Предложенное В.А. Корнатовым в [11], доработанное и дополненное авторами аналитическое выражение полной силы трения от скорости поступательного движения (характеристика трения) позволяет приблизить форму получаемой кривой к характерному виду экспериментальных кривых характеристик трения на всем диапазоне изменения поступательной скорости. В сравнении с известным общепринятым выражением полной силы трения, используемым, в том числе, в

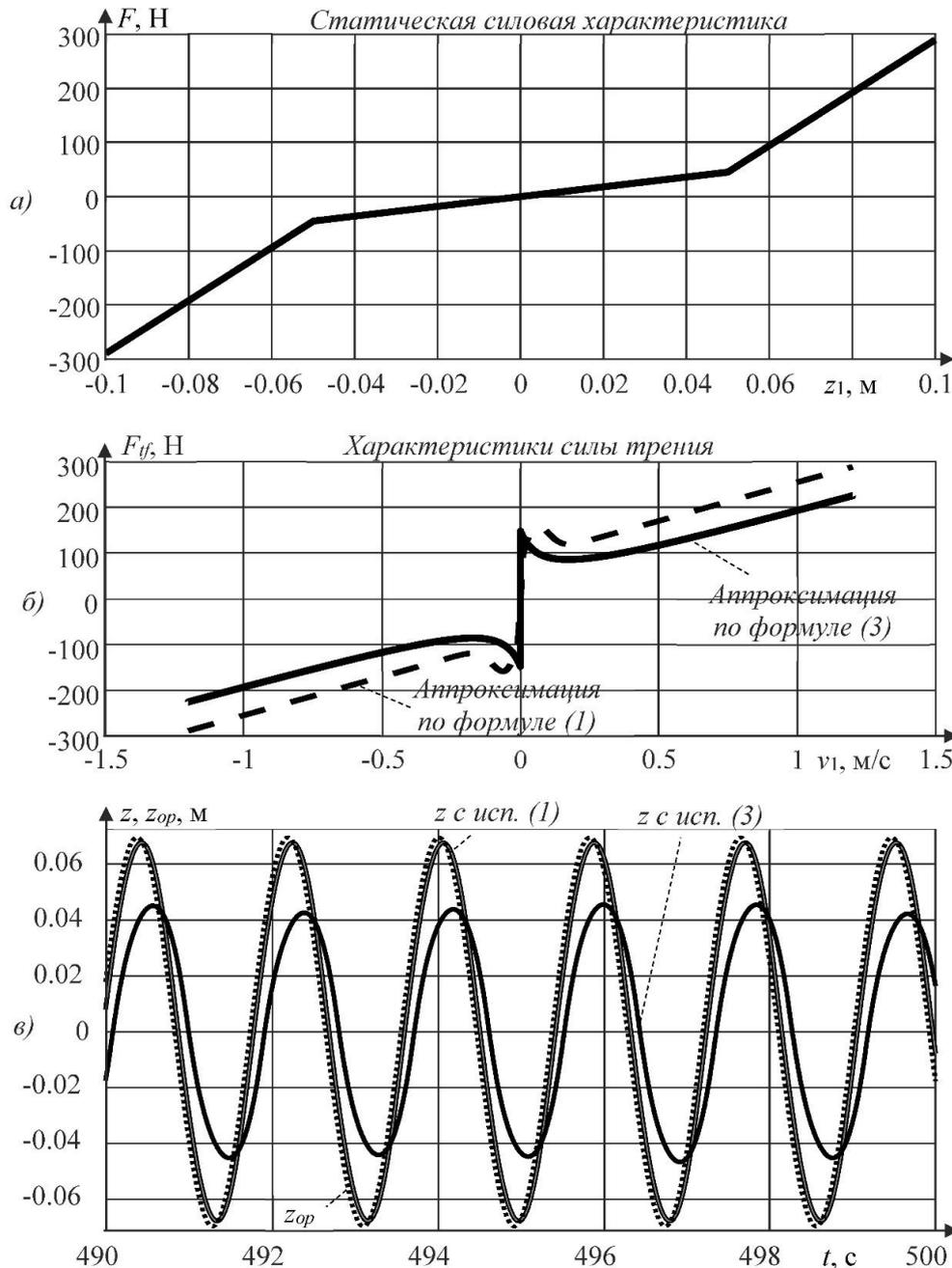


Рис. 4. Статическая силовая характеристика исследуемой виброзащитной системы (а), характеристики силы трения (б) и временные зависимости абсолютных координат массы (в) при использовании двух характеристик трения (примеры)

весьма распространенном в нашей стране и за рубежом прикладном программном математическом пакете, предложенное выражение характеристики трения обеспечивает точное совпадение значений функции в точках локальных экстремумов с заданными значениями силы трения отрыва и силы трения Кулона. Экстремальные значения аргумента скорости в предложенном выражении, в отличие от общепринятого, точно совпа-

дают с заданными. Для этого в явном виде получены обладающие новизной аналитические формулы входящих в предложенное выражение полной силы трения независимых параметров. Аргументы предложенной функции полной силы трения выражены через значения параметров, имеющих простой физический смысл: сил трения отрыва и Кулона, а также скорости в точке локального минимума полной силы трения.

Использование предложенного выражения для аппроксимации полной силы трения дает значения последней, существенно отличающиеся от полученных по известной общепринятой формуле, при одинаковых значениях аргументов: сил трения отрыва и Кулона, а также скорости в точке локального минимума. Средняя относительная погрешность значений полной силы трения, вычисленных по известной общепринятой формуле, для рассматриваемых в качестве примера данных натурального эксперимента, получилась на порядок больше, чем средняя относительная погрешность при использовании предложенной формулы.

Моделирование динамического процесса вынужденных поступательных колебаний массы сиденья оператора строительной машины на виброзащитной подвеске с заданными характеристиками (статической силовой и характеристикой трения), при использовании двух формул характеристики трения (общепринятой и предложенной), подтвердило, что возможны значительные расхождения в получаемых результатах. Что говорит о существенном влиянии вида характеристики трения на характер движения, в ча-

стности, вынужденных колебаний динамической системы. Амплитуда абсолютных значений координат массы в рассматриваемом примере уменьшилась в 1.5 раза. Необходимо отметить, что подобные многократные расхождения в результатах динамического моделирования при использовании известного и предложенного выражений полной силы трения, наблюдаются далеко не всегда, а лишь при определенных сочетаниях множества прочих параметров динамической системы. Но приведенный пример показывает, что вид и форма характеристики трения может оказывать качественное влияние на характер перемещений системы.

Предложенное аналитическое выражение полной силы трения совместно с двумя другими, которые выражают параметры первого через силы трения отрыва и Кулона, а также скорость в точке локального минимума, может быть использовано для аппроксимации экспериментально полученных кривых трения, при математическом описании и исследовании динамических виброзащитных систем, таких как виброзащитные механизмы сидений операторов строительных и дорожных машин.

Список литературы

1. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators // *International journal of heavy vehicle systems*. 2014. Vol. 21. No. 3. P. 241-261.

DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080

2. Robinah N., Safiki A., Thomas O., Annette B. Impact of road infrastructure equipment on the environment and surroundings // *Global journal of environmental science and management*. 2022. Vol. 8. No. 2. Pp. 251-264. DOI: 10.22034/gjesm.2022.02.08

3. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system // *Advances in mechanical engineering*. 2019. Vol. 11. No. 5.

DOI: 10.1177/1687814019849988

4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba

References

1. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators. *International journal of heavy vehicle systems*. 2014, Vol. 21, No. 3, pp. 241-261.

DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080

2. Robinah N., Safiki A., Thomas O., Annette B. Impact of road infrastructure equipment on the environment and surroundings. *Global journal of environmental science and management*, 2022, Vol. 8, No. 2, pp. 251-264. DOI: 10.22034/gjesm.2022.02.08

3. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system. *Advances in mechanical engineering*, 2019, Vol. 11, No. 5.

DOI: 10.1177/1687814019849988

4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba

L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 944. Pp. 012059. doi: 10.1088/1742-6596/944/1/012059

5. Stenlund T., Lundstrom R., Lindroos O. Seated postural loads caused by shock-type whole-body vibration when driving over obstacles // *International journal of forest engineering*. 2020. Vol. 31. No. 3. P. 184-191. DOI: 10.1080/14942119.2020.1761745

6. Кузьмин В.А., Федоткин Р.С., Крючков В.А. Разработка имитационной модели для оценки эффективности виброзащиты системы поддрессорования колесного сельскохозяйственного трактора класса 4 // *Инновации в сельском хозяйстве*. 2018. № 2 (27). С. 340-347.

7. Seong-Hwan Kim. Dal-Seong Yoon. Gi-Woo Kim. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2020. P. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900

8. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pohekueva I.E. Vibration protection system with nonlinear elastic and damping characteristics // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791(1). P. 012015. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012015

9. Chang. Y., Zhou. J., Wang. K. et al. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber // *Journal of sound and vibration*. 2021. Vol. 494. P. 115859. doi: 10.1016/j.jsv.2020.115859

10. Li H., Li Y., Li J. Negative stiffness devices for vibration isolation applications: A review // *Advances in Structural Engineering*. 2020. Vol. 23(8). P. 1739-1755. DOI: 10.1177/1369433219900311

11. Koronotov V. About correct application of Coulomb's law when using experimental characteristics of friction. Approximation of Stribeck's curve // *Systems. Methods. Technologies*. 2019. P. 35-43. DOI: 10.18324/2077-5415-2019-3-35-43

12. Friction in contact between moving bodies – MATLAB (website: <https://www.mathworks.com/help/physmod/si>

L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, Vol. 944, pp. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059

5. Stenlund T., Lundstrom R., Lindroos O. et al. Seated postural loads caused by shock-type whole-body vibration when driving over obstacles. *International journal of forest engineering*, 2020, Vol. 31, No. 3, pp. 184-191. DOI: 10.1080/14942119.2020.1761745

6. Kuzjmin V.A., Fedotkin R.S., Kryuchkov V.A. Razrabotka imitatsionnoy modeli dlya otsenki effektivnosti vibrozashchity sistem podressorivaniya kolesnogo selskokhozyaystvennogo traktora klassa 4. *Innovatsii v selskom khozyaystve*, 2018, No. 2 (27), pp. 340-347. (In Russian)

7. Seong-Hwan Kim. Dal-Seong Yoon. Gi-Woo Kim. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2020, pp. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900

8. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pohekueva I.E. Vibration protection system with nonlinear elastic and damping characteristics. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 1791(1), pp. 012015. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012015

9. Chang. Y., Zhou. J., Wang. K. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber. *Journal of sound and vibration*, 2021, Vol. 494, pp. 115859. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115859

10. Li H., Li Y., Li J. Negative stiffness devices for vibration isolation applications: A review. *Advances in Structural Engineering*, 2020, Vol. 23(8), pp. 1739-1755. DOI: 10.1177/1369433219900311

11. Koronotov V. About correct application of Coulomb's law when using experimental characteristics of friction. Approximation of Stribeck's curve. *Systems. Methods. Technologies*, 2019, pp. 35-43. DOI: 10.18324/2077-5415-2019-3-35-43

12. Friction in contact between moving bodies – MATLAB (website: <https://www.mathworks.com/help/physmod/simscape/ref/translationalfriction.html>).

mscape/ref/translationalfriction.html).

13. Pennestri E., Rossi V., Salvini P., Valentini P.P. Review and comparison of dry friction force models // *Nonlinear Dynamics*. 2016. Vol. 83. DOI: 10.1007/s11071-015-2485-3

14. Cohn S. *Dynamic friction measurement. modeling. and compensation for precise motion control*: Thesis. New Jersey Institute of Technology. 1998. 103 p.

‡
‡ 13. Pennestri E., Rossi V., Salvini P.,
‡ Valentini P.P. Review and comparison of dry
‡ friction force models. *Nonlinear Dynamics*,
‡ 2016, Vol. 83. DOI: 10.1007/s11071-015-2485-
‡ 3

‡ 14. Cohn S. *Dynamic friction measurement.*
‡ *modeling. and compensation for precise motion*
‡ *control*. Thesis. New Jersey Institute of Tech-
‡ nology. 1998. 103 p.

УДК (UDC) 625.1/5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ НАТЯЖЕНИЯ КАНАТОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ
МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВDETERMINATION OF TENSION FORCES OF ROPES DURING THE OPERATION
OF MOBILE TRANSPORT AND RELOADING ROPE COMPLEXESЛагерев А.В.¹, Лагерев И.А.¹, Таричко В.И.²
Lagerev A.V.¹, Lagerev I.A.¹, Tarichko V.I.²¹ – Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)² – АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)¹ – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)² – Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. При эксплуатации подвесных канатных дорог система несущих и несуще-тяговых канатов, обеспечивающая возможность перемещения пассажиров или транспортируемых грузов между конечными точками трассы, испытывает высокий уровень нагружения со стороны разнообразных эксплуатационных нагрузок и воздействий внешней среды. Эти нагрузки и воздействия формируют переменное по длине трассы канатной дороги натяжение канатной системы, которое оказывает определяющее воздействие на основные технико-экономические показатели мобильных канатных дорог, и тем самым определяет конкретные области их эффективного и нецелесообразного или недопустимого использования. В данной статье представлена инженерная методика построения диаграмм натяжения несуще-тяговых канатов при стационарном и нестационарных режимах работы мобильной канатной дороги. Приведены расчетные зависимости, позволяющие определить усилия натяжения канатов в характерных точках по их длине, а также расчетные зависимости для определения сил сопротивления движению канатов на характерных участках трассы мобильной канатной дороги. Эта методика может быть использована как для расчетной оценки нагруженности канатной системы на основе учета большого числа факторов, характеризующих эксплуатационные нагрузки, параметры рельефа местности и транспортируемого груза, так и для анализа направленности и значимости варьирования указанных факторов и основных конструктивных параметров основного технологического оборудования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Также представлены результаты анализа влияния варьирования ряда значимых количественных параметров на изменение усилий натяжения несуще-тяговых канатов.

Ключевые слова: мобильная канатная дорога, несуще-тяговой канат, диаграмма натяжения.

Дата принятия к публикации: 03.09.2022
Дата публикации: 25.09.2022

Abstract. During the operation of aerial ropeways, the system of carrying and carrying-traction ropes, which provides the possibility of moving passengers or transported goods between the terminal points of the route, experiences a high level of loading from a variety of operational loads and environmental influences. These loads and influences form the tension of the ropeway system variable along the length of the ropeway route, which has a decisive impact on the main technical and economic indicators of mobile ropeways, and thereby determines specific areas of their effective and inappropriate or unacceptable use. This article presents an engineering technique for constructing tension diagrams of carrying-traction ropes in stationary and non-stationary modes of operation of a mobile ropeway. Calculated dependences are given to determine the tension forces of ropes at characteristic points along their length, as well as calculated dependences for determining the resistance forces to the movement of ropes on characteristic sections of the mobile ropeway route. This technique can be used both for calculating the loading of the rope system based on taking into account a large number of factors characterizing operational loads, terrain parameters and transported cargo, and for analyzing the direction and significance of the variation of these factors and the main design parameters of the main technological equipment of mobile transport and reloading rope complexes. The results of the analysis of the influence of the variation of a number of significant quantitative parameters on the change in the tension forces of the carrying-traction ropes are also presented.

Keywords: mobile ropeway, carrying-traction rope, tension diagram.

Date of acceptance for publication: 03.09.2022
Date of publication: 25.09.2022

Сведения об авторах:

Лагерев Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», *e-mail: bsu-avl@yandex.ru*.

ORCID: 0000-0003-0380-5456

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

ORCID: 0000-0002-0921-6831

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

Authors' information:

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University,

e-mail: bsu-avl@yandex.ru.

ORCID: 0000-0003-0380-5456

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice rector for Innovations, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University,

e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

ORCID: 0000-0002-0921-6831

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

Благодарности

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект № 22-29-00798)

Acknowledgements

The study was supported by the grant of Russian science Foundation (project No. 22-29-00798)

1. Введение

Мобильные канатные дороги, формируемые на базе сопряженных единой канатной системой двух мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов на базе самоходных автономных колесных шасси высокой грузоподъемности и проходимости, являются перспективным видом подвесного канатного транспорта для перевозки людей и транспортирования грузов в сложных природных условиях, на необорудованной или труднодоступной местности и в зонах природных или техногенных аварий [1, 2]. Канатный транспорт, как важная составляющая внеуличного транспорта, также перспективен при реализации современной концепции «Умный город» [3]. Это обусловлено тем обстоятельством, что мобильные и стационарные канатные дороги совместно с традиционными наземными видами транспорта способны обеспечить важнейшее свойство умного города - «умную мобильность» [4].

В настоящее время наблюдается недостаток специализированных транспортно-перегрузочных канатных систем для практической реализации задач по использованию канатных технологий с надземным перемещением грузов или пассажиров. Это связано с недостаточной теоретической проработкой

фундаментальных основ и инженерных методов проектирования мобильных канатных дорог, а также с недостаточной конструкторской проработкой перспективных конструкций таких дорог на базе самоходных шасси и необходимого технологического оборудования, включая канатную систему и обслуживающих ее работу механизмов и несущих металлоконструкций. Как следствие, в области подвесных канатных дорог в последние годы проводятся достаточно интенсивные научно-практические исследования, находящие отражение в отечественных и зарубежных публикациях. К настоящему времени предложены эффективные конструкции мобильных канатных транспортно-перегрузочных канатных комплексов на базе автономных самоходных колесных шасси [2], предложены математические модели для исследования рабочих процессов в механизмах таких комплексов [5] и проектные методы оптимальной компоновки основного технологического оборудования на несущей раме колесных шасси [6, 7], а также исследованы вопросы обеспечения безопасности при эксплуатации мобильных канатных комплексов, связанные с обеспечением устойчивости против опрокидывания в условиях действия значительных горизонтальных эксплуатационных нагрузок [8], прогнозирования кине-

тики количественных показателей надежности [9] и формирования оптимальных стратегий технического обслуживания и ремонта [10]. Указанные разработки позволили сформировать общую концепцию построения и структуру цифровых двойников мобильных канатных дорог на основе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов [11], которые позволят в дальнейшем обеспечить их проектирование на уровне современных требований в рамках концепции Индустрия 4.0 [12].

2. Методика расчета

Расчетные схемы однопролетной мобильной канатной дороги с маятниковым характером перемещения транспортируемых грузов, образованной двумя сопряженными единой канатной системой мобильными транспортно-перегрузочными канатными комплексами на базе автономных самоходных шасси повышенной грузоподъемности и проходимости, показаны на рис. 1. На расчетных схемах обозначены характерные

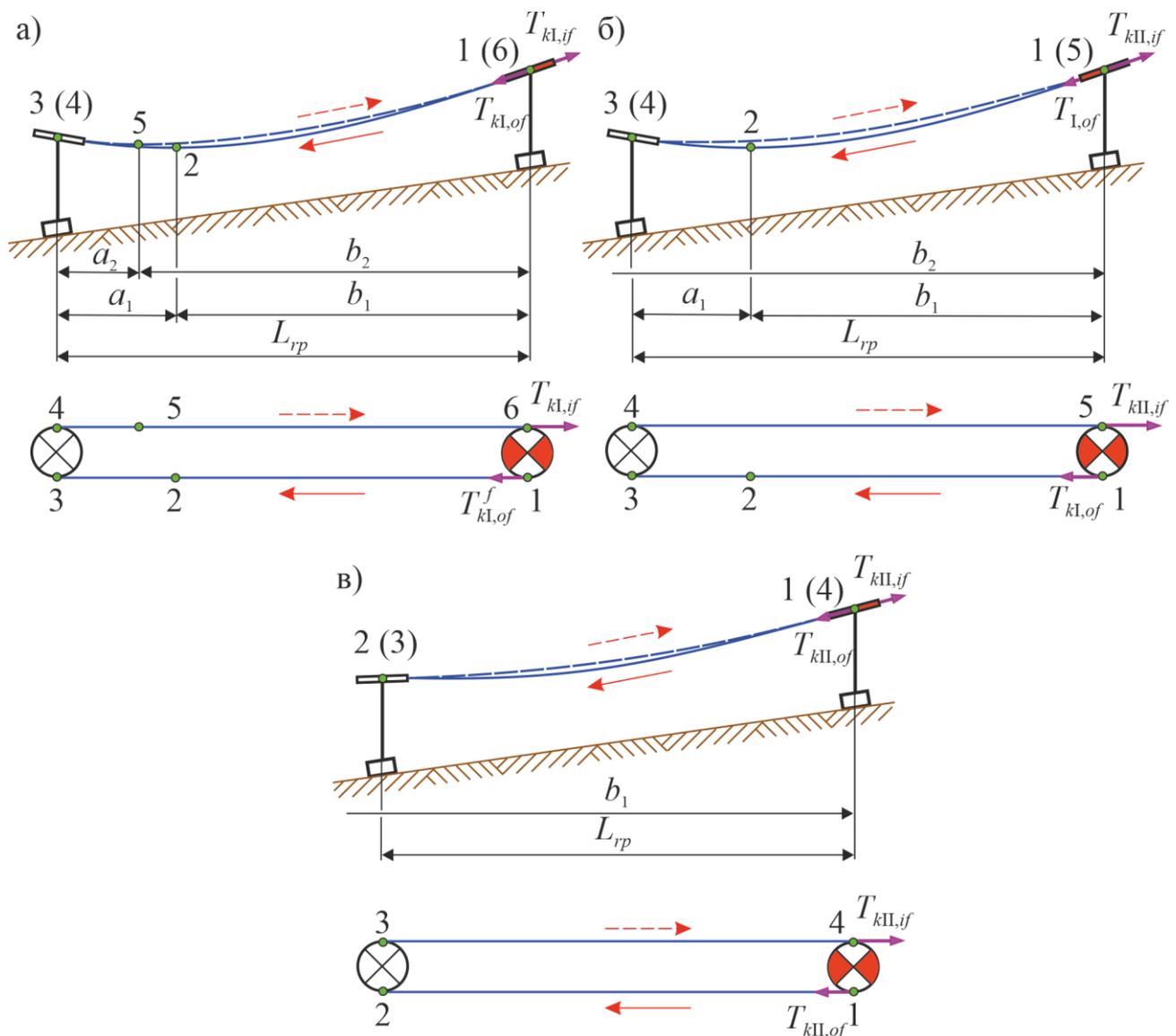


Рис. 1. Расчетные схемы замкнутой трассы мобильной канатной дороги маятникового типа (виды сбоку и сверху): а – I форма провисания обеих ветвей каната; б – I и II формы провисания ветвей каната; в – II форма провисания обеих ветвей каната

участки трассы канатной дороги, в пределах которых определяются силы сопротивления перемещению несущие-тяговых канатов (с грузом и без груза), а также обозначены расчетные точки, в которых определяется натяжение несущие-тяговых канатов.

Указанное число расчетных схем обусловлено тем обстоятельством, что, как показано в [13 - 15], в пролете между конечными точками крепления каната возможна реализация трех форм его провисания (рис. 2) под действием эксплуатационных нагрузок (собственного веса каната, веса транспортируемого груза и грузозахватного приспособления, ветрового давления). Однако для рас-

считываемой технической задачи форма III не учитывается, так как она может считаться частным случаем формы II. Таким образом, следует учитывать только две формы провисания канатов - I и II. В зависимости от режима эксплуатации мобильной канатной дороги могут реализовываться три варианта сочетаний форм провисания несущие-тяговых канатов двух ветвей трассы:

- 1) обе ветви имеют провисание по I форме;
- 2) обе ветви имеют провисание по II форме;
- 3) одна из ветвей имеет провисание по I форме, другая – по II форме.

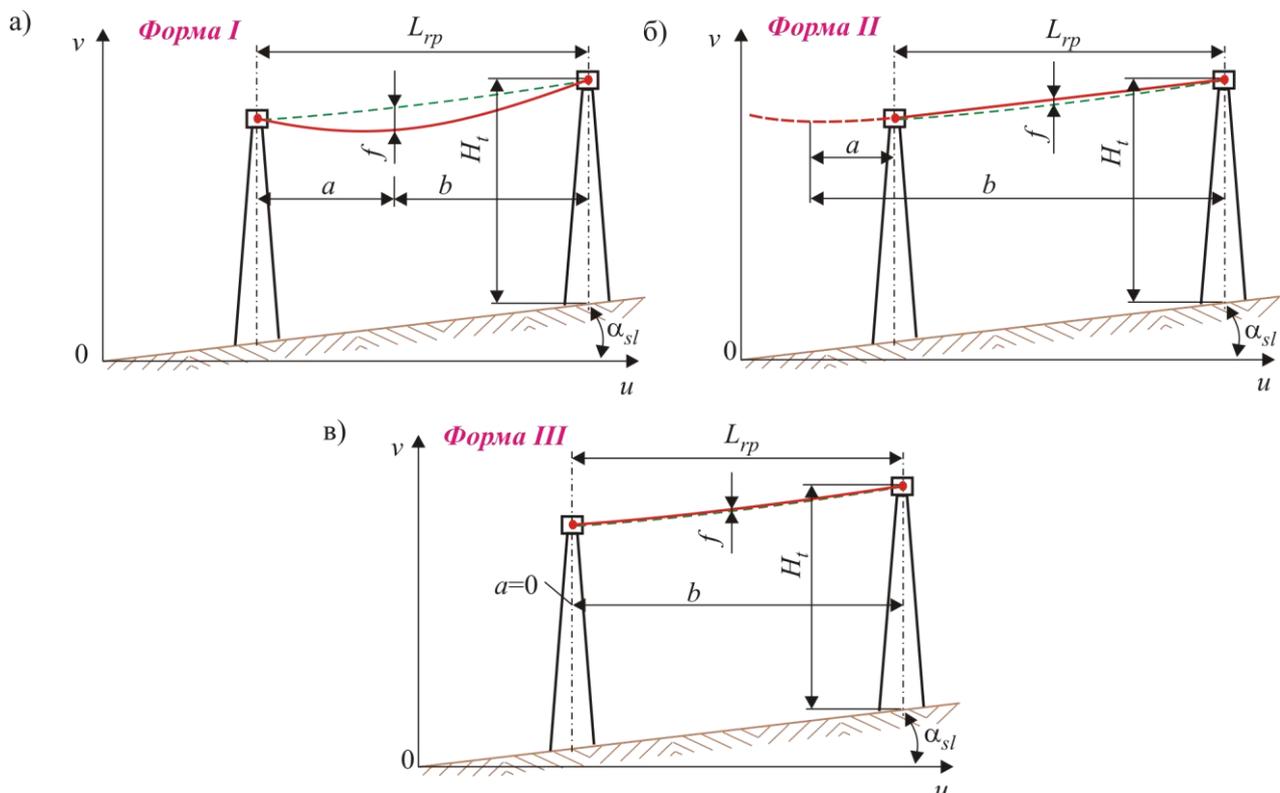


Рис. 2. Формы провисания несущие-тягового каната однопролетной канатной дороги: а – I форма провисания; б – II форма провисания; в – III форма провисания

При маятниковом характере индивидуального перемещения транспортируемого груза, находящегося лишь на одной из ветвей канатной системы, происходит либо его прямое, либо его возвратное движение между приводным и натяжным мобильными транспортно-технологическими комплексами. Однако рассмотрение дополнительных расчетных схем не требуется, так как харак-

терные участки и расчетные точки зеркально отражаются относительно продольной оси мобильной канатной дороги и не требуют получения и использования дополнительных расчетных зависимостей.

Алгоритм построения диаграммы натяжения несущие-тяговых канатов мобильной канатной дороги принципиально сходен с алгоритмом тягового расчета конвейеров с

грузонесущим тяговым органом [16 - 19]. Указанный алгоритм предусматривает расчет усилий натяжения несущих-тяговых канатов T_{kj} в j -й расчетной точке путем обхода трассы мобильной канатной дороги по контуру по направлению движения каната. При этом выполняется суммирование сил сопротивления движению каната W_{i-j} в пределах каждого характерного участка $i-j$ трассы между соседними последовательно расположенными расчетными точками i и j (рис. 1).

Усилия натяжения несущих-тяговых канатов в расчетных точках вдоль трассы мобильной канатной дороги для расчетных схем, приведенных на рис. 1, выражаются следующими соотношениями:

- для расчетной схемы на рис. 1,а (при I форме провисания обеих ветвей несущего каната)

$$\begin{aligned} T_{kI,1} &= T_{kI,of}; \\ T_{kI,2} &= T_{kI,1} + W_{I,1-2}; \\ T_{kI,3} &= T_{kI,2} + W_{I,2-3} = T_{kI,1} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}; \\ T_{kI,4} &= k_{pr}(T_{kI,3}) = k_{pr}(T_{kI,1} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}); \\ T_{kI,5} &= T_{kI,4} + W_{I,4-5} = \\ &= k_{pr}(T_{kI,1} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{I,4-5}; \\ T_{kI,6} &= T_{kI,if} = T_{kI,5} + W_{I,5-6} = \\ &= k_{pr}(T_{kI,1} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{I,4-5} + W_{I,5-6}, \end{aligned}$$

- для расчетной схемы на рис. 1,б (при I и II формах провисания ветвей несущего каната)

$$\begin{aligned} T_{kI,1} &= T_{kI,of}; \\ T_{kI,2} &= T_{kI,1} + W_{I,1-2}; \\ T_{kI,3} &= T_{kI,2} + W_{I,2-3} = T_{kI,1} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}; \\ T_{kI,4} &= k_{pr}(T_{kI,3}) = k_{pr}(T_{kI,1} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}); \\ T_{kII,5} &= k_{pr}(T_{kI,4}) + W_{II,4-5} = \\ &= k_{pr}(T_{kI,1} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{II,4-5} = T_{kII,if}, \end{aligned}$$

- для расчетной схемы на рис. 1,в (при II форме провисания обеих ветвей несущего каната)

$$\begin{aligned} T_{kII,1} &= T_{kII,of}; \\ T_{kII,2} &= T_{kII,1} + W_{II,1-2}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{kII,3} &= k_{pr}(T_{kII,2}) = k_{pr}(T_{kII,1} + W_{II,1-2}); \\ T_{kII,4} &= T_{kII,3} + W_{II,3-4} = \\ &= k_{pr}(T_{kII,1} + W_{II,1-2}) + W_{II,3-4} = T_{kII,if}, \end{aligned}$$

где $T_{kI,if}$, $T_{kII,if}$ - усилия в набегающей на приводной канатный шкив ветви каната; $T_{kI,of}$, $T_{kII,of}$ - усилия в сбегающей с приводного канатного шкива ветви каната; k_{pr} - коэффициент сопротивления при огибании канатом канатного шкива.

Для определения усилий натяжения несущих-тяговых канатов в соответствии с приведенными системами уравнений необходимо определение усилий в набегающей $T_{k,if}$ и сбегающей $T_{k,of}$ ветвях каната на приводном канатном шкиве. Согласно уравнению Эйлера эти усилия связаны между собой следующим соотношением:

$$T_{k,if} / T_{k,of} = \exp(\mu_f \alpha_p).$$

Поэтому расчет неизвестных значений $T_{k,if}$ и $T_{k,of}$ выполняется решением систем алгебраических уравнений вида:

- для расчетной схемы на рис. 1,а (при I форме провисания обеих ветвей несущего каната)

$$\begin{cases} T_{kI,if} = \exp(\mu_f \alpha_p) T_{kI,of} \\ T_{kI,if} = k_{pr}(T_{kI,of} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{I,4-5} + W_{I,5-6} \end{cases};$$

- для расчетной схемы на рис. 1,б (при I и II формах провисания ветвей несущего каната)

$$\begin{cases} T_{II,if} = \exp(\mu_f \alpha_p) T_{kI,of} \\ T_{kII,if} = k_{pr}(T_{kI,of} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{kII,4-5} \end{cases};$$

- для расчетной схемы на рис. 1,в (при II форме провисания обеих ветвей несущего каната)

$$\begin{cases} T_{kII,if} = \exp(\mu_f \alpha_p) T_{kII,of} \\ T_{kII,if} = k_{pr}(T_{kII,of} + W_{II,1-2}) + W_{II,3-4} \end{cases}.$$

Таким образом, получаем:

- для расчетной схемы на рис. 1,а (при I форме провисания обеих ветвей несущего каната)

$$T_{kI,of} = \frac{k_{pr}(W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{I,4-5} + W_{I,5-6}}{\exp(\mu_f \alpha_p) - k_{pr}};$$

$$T_{kI,if} = \frac{\exp(\mu_f \alpha_p)}{\exp(\mu_f \alpha_p) - k_{pr}} \times$$

$$\times [k_{pr}(W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{I,4-5} + W_{I,5-6}],$$

- для расчетной схемы на рис. 1,б (при I и II формах провисания ветвей несущего каната)

$$T_{kI,of} = \frac{k_{pr}(W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{II,4-5}}{\exp(\mu_f \alpha_p) - k_{pr}};$$

$$T_{II,if} = \frac{\exp(\mu_f \alpha_p)}{\exp(\mu_f \alpha_p) - k_{pr}} \times$$

$$\times [k_{pr}(W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{II,4-5}],$$

- для расчетной схемы на рис. 1,в (при II форме провисания обеих ветвей несущего каната)

$$T_{kII,of} = \frac{k_{pr}W_{II,1-2} + W_{II,3-4}}{\exp(\mu_f \alpha_p) - k_{pr}};$$

$$T_{kII,if} = \frac{\exp(\mu_f \alpha_p)}{\exp(\mu_f \alpha_p) - k_{pr}} (k_{pr}W_{II,1-2} + W_{II,3-4}).$$

Силы сопротивления движению несущего каната в пределах каждого характерного участка трассы W_{i-j} между последовательно расположенными расчетными точками i и j определяются суммированием отдельных составляющих силы сопротивления. Для определения перечня и количественных значений указанных составляющих применительно к специфике работы мобильной канатной дороги можно воспользоваться соответствующими наработками, известными для стационарных подвесных канатных дорог и кабельных кранов [16], а также конвейеров с грузонесущей лентой различных модификаций [17, 18, 20].

По физической природе силы сопротивления можно классифицировать как:

- массовые силы, обусловленные собственной массой подвижных элементов канатной системы мобильной канатной дороги;

- фрикционные силы, обусловленные трением в подшипниковых опорах вращающихся элементов канатной системы мобильной канатной дороги;

- упругие силы, обусловленные деформированием гибких канатов при прохожде-

нии отклоняющих шкивов, барабанов и роликов;

- ветровые силы, обусловленные ветровым воздействием на транспортируемый груз и грузозахватное устройство;

- инерционные силы, обусловленные ускоренным (замедленным) линейным перемещением или вращением подвижных элементов канатной системы мобильной канатной дороги.

Так как ряд указанных составляющих силы сопротивления имеют инерциальную природу, то для каждой расчетной схемы на рис. 1 целесообразно определение усилий натяжения несущего каната для каждого из характерных режимов работы канатной системы мобильной канатной дороги. Таковыми режимами являются:

- режим стационарного движения транспортируемого груза (стадия установившегося движения каната с постоянной скоростью и линейном ускорении $a_k = 0$);

- режим ускоренного движения транспортируемого груза (начальная стадия ускоренного движения каната с постоянным линейным ускорением $a_k > 0$);

- режим замедленного движения транспортируемого груза (конечная стадия замедленного движения каната с постоянным линейным ускорением $a_k < 0$ при подходе к точке останова).

В пределах участков, образующих ветви несущего каната (т.е. участков 1-2, 2-3, 4-5 и 5-6 расчетной схемы на рис. 1,а; участков 1-2, 2-3 и 4-5 расчетной схемы на рис. 1,б; участков 1-2 и 3-4 расчетной схемы на рис. 1,в) составляющие силы сопротивления включают:

- распределенную массовую силу сопротивления от веса канатов вдоль трассы мобильной канатной дороги $w_{r,k}$, которая исходя из наклонного расположения расчетных участков может рассматриваться как сумма двух составляющих вдоль горизонтальной $w_{rg,k}$ и вдоль вертикальной $w_{rv,k}$ проекций расчетного участка трассы:

$$w_{r,k} = w_{rg,k} \pm w_{rv,k} = \xi_k q_k l_s \pm \xi_k q_k \Delta h_s;$$

- распределенную массовую силу сопротивления от веса транспортируемого груза G и грузозахватного устройства G_{hd} , определяемую по аналогии с силой сопротивления $w_{r,k}$ при условии равномерного распределения сосредоточенных весов G и G_{hd} вдоль всей длины несущего-тягового каната в пролете мобильной канатной дороги:

$$w_{r,G} = w_{rg,G} \pm w_{rv,G} = \frac{G_c + G_{hd}}{L_{rp}} \left(l_s \pm \frac{\Delta h_s}{\xi_k} \right);$$

- ветровую силу сопротивления при перемещении транспортируемого груза и грузозахватного устройства, обусловленную действием ветрового давления и учитывающую как его статическую составляющую (средний уровень ветрового воздействия на поверхность конструкции), так и динамическую составляющую (случайные пульсации ветрового воздействия из-за пульсаций скорости ветра) согласно ГОСТ 1451-77 [21] и СНиП 2.01.07-85 [22]:

$$w_{r,w} = \pm w_0 C_A k_w (1 + \beta_w) A_G;$$

- инерционную силу сопротивления от веса несущего-тяговых канатов, обусловленную ускоренным движением канатов во время нестационарных режимов работы мобильной канатной дороги:

$$w_{r,k}^{in} = \frac{a_k \xi_k q_k l_s}{g} = \frac{\varepsilon_p D_p \xi_k q_k l_s}{2g}$$

$$\text{при } l_s \leq [l_s] = \frac{d_k \tau_{nst}}{2000} \sqrt{\frac{k_E E_n g}{\pi q_k}},$$

$$w_{r,k}^{in} = \frac{a_k \xi_k q_k [l_s]}{g} = \frac{\varepsilon_p D_p \xi_k q_k [l_s]}{2g} \text{ при } l_s > [l_s];$$

- инерционную силу сопротивления от веса транспортируемого груза и грузозахватного устройства, обусловленную ускоренным движением канатов во время нестационарных режимов работы мобильной канатной дороги:

для режима ускоренного движения транспортируемого груза

$$w_{r,G}^{in} = \frac{a_k (G_c + G_{hd})}{g} = \frac{\varepsilon_p D_p (G_c + G_{hd})}{2g};$$

для режима замедленного движения транспортируемого груза

$$w_{r,G}^{in} = \frac{a_k (G_c + G_{hd})}{g} = \frac{\varepsilon_p D_p (G_c + G_{hd})}{2g}, \text{ если } \Delta l_G \leq [l_s];$$

$$w_{r,G}^{in} = 0, \text{ если } \Delta l_G > [l_s],$$

где q_k - погонный вес каната, Н; ξ_k - коэффициент увеличения длины каната вследствие его провисания; l_s - длина горизонтальной проекции расчетного участка, м; Δh_s - перепад высот в пределах расчетного участка трассы, м; L_{rp} - длина трассы мобильной канатной дороги, м; w_0 - нормативное значение ветрового давления в зависимости от номера того ветрового района (от I до VII) [21, 22], в котором предполагается преимущественное использование мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса, Па; C_A - аэродинамический коэффициент транспортируемого груза и грузозахватного устройства (для контейнерной транспортировки грузов в зависимости от соотношения ширины и длины контейнера в направлении перемещения максимальные значения составляют $C_A = 1,6 \dots 2,1$); k_w - коэффициент возрастания ветрового давления по высоте; β_w - динамический коэффициент учета пульсации ветрового воздействия ($\beta_w = 1,2 \dots 1,3$ [23]); A_G - расчетная площадь транспортируемого груза и грузозахватного устройства, м²; g - ускорение свободного падения, м/с²; k_E - эмпирический коэффициент (для стальных канатов двойной свивки $k_E = 0,65 \dots 0,85$; тройной свивки $k_E \sim 0,21$ [16, 24]); ε_p - угловое ускорение вращения приводного канатного шкива, рад/с²; D_p - диаметр канатного шкива, м; d_k - диаметр каната, м; τ_{nst} - длительность нестационарного режима, с; E_n - модуль упругости канатной проволоки, Па; Δl_G - расстояние от транспортируемого груза до приводного шкива в момент начала торможения, м.

На указанных участках полное значение силы сопротивления движению несущего-тягового каната $W_{I(II),i-j}$ определяется сум-

мированием перечисленных выше составляющих с учетом направленности их вклада:

- при движении транспортируемого груза по нисходящему участку каната распределенные массовые силы сопротивления от веса канатов вдоль трассы мобильной канатной дороги, транспортируемого груза и грузозахватного устройства $w_{r,k} < 0$ и $w_{r,G} < 0$, при движении по восходящему участку $w_{r,k} > 0$ и $w_{r,G} > 0$;

- при совпадении направления скорости ветра с направлением движения транспортируемого груза (при попутном ветре) ветровая сила сопротивления при перемещении транспортируемого груза и грузозахватного устройства $w_{r,w} < 0$, при встречном ветре $w_{r,w} > 0$.

Таким образом, сила сопротивления $W_{I(II),i-j}$ определяется следующими зависимостями:

- для режима стационарного движения транспортируемого груза

$$W_{I(II),i-j}^{st} = w_{r,g,k} \pm w_{r,v,k} + w_{r,G} \pm w_{r,v,G} \pm w_{r,w};$$

- для режимов нестационарного (ускоренного или замедленного) движения транспортируемого груза

$$W_{I(II),i-j}^{nst} = W_{I(II),i-j}^{st} + w_{r,k}^{in} + w_{r,G}^{in}.$$

Усилия натяжения несущего каната в конечных точках указанных расчетных участков определяются последовательно с помощью зависимостей

$$T_{k,j}^{st} = T_{k,i}^{st} + W_{I(II),i-j}^{st};$$

$$T_{k,j}^{nst} = T_{k,i}^{nst} + W_{I(II),i-j}^{nst}.$$

В пределах участков, контактирующих с поверхностью канатных шкивов (т.е. участков 3-4 и 6-1 расчетной схемы на рис. 1,а; участков 3-4 и 5-1 расчетной схемы на рис. 1,б; участков 2-3 и 4-1 расчетной схемы на рис. 1,в) составляющие силы сопротивления включают:

- фрикционную силу сопротивления вследствие трения в подшипниковых опорах натяжного канатного шкива:

$$w_{r,e} = \frac{f_{t,e} d_{v,e} (T_{ke,if} + T_{ke,of})}{D_p + d_k} \sin\left(\frac{\alpha_e}{2}\right);$$

- фрикционную силу сопротивления вследствие трения в подшипниковых опорах приводного шкива, определяемая по аналогии с фрикционной силой сопротивления $w_{r,e}$:

$$w_{r,p} = \frac{f_{t,p} d_{v,p} (T_{k,if} + T_{k,of})}{D_p + d_k} \sin\left(\frac{\alpha_p}{2}\right);$$

- упругую силу сопротивления деформируемого каната на натяжном или приводном канатном шкиве, обусловленную затратами энергии на упругий изгиб отдельных проволок каната и гистерезисными потерями каната в целом и определяемую согласно [17]:

$$w_{r,b} = 0,01 \frac{10^4 d_k^2 + 0,3}{10(D_p + d_k) - 1} T_{ke,if};$$

- инерционную силу сопротивления от приводного и натяжного шкивов канатной системы, определяемую их конструктивным исполнением:

$$w_{r,p}^{in} = J_p a_k / D_p^2 = J_p \varepsilon_p / 2D_p;$$

- инерционную силу сопротивления от поворотных стоек (валов или осей) приводного и натяжного канатных шкивов:

$$w_{r,c}^{in} = J_c a_k / D_p^2 = J_c \varepsilon_p / 2D_p,$$

где $f_{t,e}$ - коэффициент трения в цапфе вала натяжного шкива; $d_{v,e}$ - диаметр цапфы вала натяжного шкива, м; $T_{ke,if}$, $T_{ke,of}$ - силы натяжения набегающей и сбегающей ветвей каната на натяжной шкив, Н; α_e - угол перегиба каната на натяжном шкиве; $f_{t,p}$ - коэффициент трения в цапфе вала приводного шкива; $d_{v,p}$ - диаметр цапфы вала приводного шкива, м; α_p - угол обхвата канатом приводного шкива, рад; J_p - момент инерции канатного шкива, кг·м²; J_c - момент инерции стойки, кг·м².

На указанных участках полное значение силы сопротивления движению несущего каната $W_{I(II),i-j}$ определяется суммированием перечисленных выше составляющих:

- для режима стационарного движения транспортируемого груза

$$W_{I(II),i-j}^{st} = w_{r,e} + w_{r,p} + w_{r,b};$$

- для режимов нестационарного (ускоренного или замедленного) движения транспортируемого груза

$$W_{I(II),i-j}^{nst} = W_{I(II),i-j}^{st} + w_{r,p}^{in} + w_{r,c}^{in}.$$

Усилия натяжения несущего каната в конечных точках указанных расчетных участков определяются с помощью зависимостей

$$T_{k,j}^{st} = k_p^{st} T_{ke,if}^{st} = \left(1 + \frac{W_{I(II),i-j}^{st}}{T_{ke,if}^{st}} \right) T_{ke,if}^{st};$$

$$T_{k,j}^{nst} = k_p^{nst} T_{ke,if}^{nst} = \left(1 + \frac{W_{I(II),i-j}^{nst}}{T_{ke,if}^{nst}} \right) T_{ke,if}^{nst}.$$

3. Обсуждение результатов

Анализ расчетных зависимостей, представленных в разделе 2, показывает, что на величину усилий натяжения несущего каната в характерных точках трассы мобильной канатной дороги в наибольшей степени оказывают влияние следующие параметры:

- величина пролета L_{rp} и угол наклона к горизонтальной плоскости прямой, проходящей через центры канатных шкивов сопряженных мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов α_{sl} ;

- вес G_c и вертикальный габарит h_G транспортируемого груза, минимальный вертикальный габарит приближения транспортируемого груза к посторонним предметам h_{min} ;

- длина концевой опоры l_t ;

- параметры ветровой нагрузки (нормативное значение ветрового давления w_0 , расчетная площадь транспортируемого груза A_G , направление ветра относительно направлению перемещения груза).

Влияние вертикального габарита h_G транспортируемого груза наряду с нормативно заданным минимальным вертикальным габаритом приближения транспортируемого груза к посторонним предметам h_{min} и длиной концевой опоры обусловлено их влиянием на минимально допустимую

величину усилия натяжения несущего каната в сбегающей с приводного канатного шкива ветви $T_{kl,of}$ или $T_{kII,of}$, так как минимально возможные значения указанных усилий $T_{kl,of}^{min}$ или $T_{kII,of}^{min}$ находятся из условия:

$$\min(H_G) = h_{min}, \quad 0 \leq u \leq 2L_{rp}$$

где левая часть данного условия – операция нахождения минимального вертикального расстояния между самой нижней точкой транспортируемого груза и посторонними предметами на земной поверхности H_G в пределах всей трассы мобильной канатной дороги.

Очевидно, что чем выше концевая опора l_t и меньше вертикальный габарит груза h_G , тем при допустимом нормативном значении h_{min} можно допустить большее провисание несущего каната в пролете и выполнить наименьшее натяжение канатной системы. В качестве усилия натяжения несущего каната в сбегающей с приводного канатного шкива ветви $T_{kl,of}$ или $T_{kII,of}$, естественно, можно использовать большие значения, чем $T_{kl,of}^{min}$ или $T_{kII,of}^{min}$, однако это приводит к повышению уровня напряженно-деформированного состояния несущих металлоконструкциях напряжений мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов вследствие необходимости повышения усилий натяжений канатной системы мобильной канатной дороги.

При маятниковом характере перемещения одинаковых по своим количественным параметрам транспортируемых грузов диаграмма натяжения несущего каната будет иметь количественные различия в зависимости от направления перемещения груза – либо от приводного мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса к натяжному, либо в противоположном направлении. Этот факт иллюстрирует рис. 3, на котором приведены диаграммы натяжения несущего каната для мобильной канатной дороги с длиной пролета и концевой опоры $L_{rp} = 100$ м и $l_t = 10$ м соответственно, весом и вертикальным габаритом

транспортируемого груза $G_c = 10$ кН и $h_G = 2$ м соответственно при вертикальном габарите приближения $h_{\min} = 1,5$ м (ветровая нагрузка не учитывалась).

Видно, что при перемещении транспортируемого груза в направлении от приводного мобильного комплекса к натяжному имеет место наибольшая нагрузка на несущетяговый канат. Также этот вариант оказывается наиболее энергозатратным, вследствие чего при постоянной мощности механизма перемещения каната скорость транспортирования груза и пропускная способность мобильной канатной дороги оказываются наи-

меньшими, а время транспортирования – наибольшим. Таким образом, оценку уровня натяжения несущетягового каната и связанной с ней оценку грузо-высотных характеристик мобильных канатных дорог на базе сопряженных мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов целесообразно проводить на основе учета следующего направления перемещения транспортируемого груза – от приводного мобильного комплекса к натяжному мобильному комплексу.

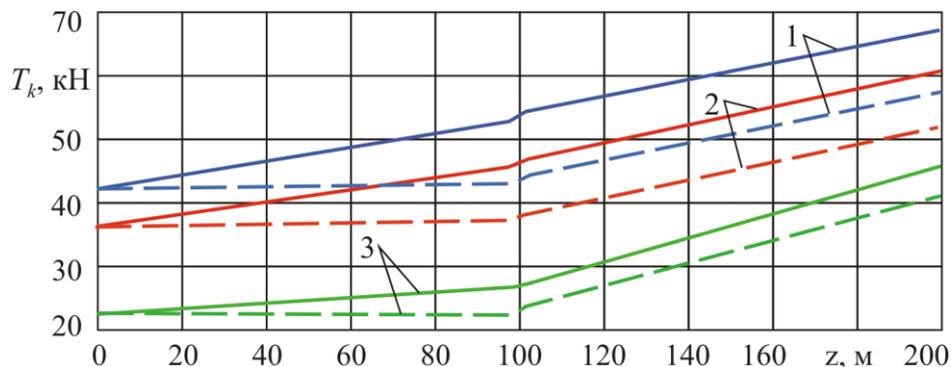


Рис. 3. Диаграмма натяжения несущетягового каната для различных углов наклона трассы: 1 - $\alpha_{sl} = 5^\circ$; 2 - $\alpha_{sl} = 10^\circ$; 3 - $\alpha_{sl} = 30^\circ$ (— - груз перемещается по направлению к натяжному мобильному комплексу; - - - - - груз перемещается по направлению к приводному мобильному комплексу)

Представленный на рис. 3 вариант мобильной канатной дороги принят в качестве «эталонного» варианта. Сравнение диаграмм натяжения несущетягового каната на этом рисунке с диаграммами натяжения несущетягового каната на рис. 4 - 9 позволяет оценить направленность и значимость влияния перечисленных выше значимых количественных параметров мобильной канатной дороги.

На рис. 4 приведены диаграммы натяжения несущетягового каната для мобильной канатной дороги с длиной трассы $L_{rp} = 200$ м. Увеличение длины канатной дороги приводит к прямо пропорциональному увеличению необходимого натяжения несущетягового каната. Однако такой рост усилия натяжения T_k неодинаков для разных значений угла наклона α_{sl} : наибольшее увеличе-

ние характерно для малых значений α_{sl} , с увеличением этого угла рост необходимого натяжения несущетягового каната при увеличении пролета канатной дороги резко снижается. Так, увеличение длины трассы с 100 до 200 м при $\alpha_{sl} = 5^\circ$ приводит к повышению необходимого натяжения каната в 2,5...2,8 раза, тогда как при $\alpha_{sl} = 10^\circ$ повышение составляет 1,8...2,1 раза, при $\alpha_{sl} = 30^\circ$ – 1,7...2,0 раза.

На рис. 5 приведены диаграммы натяжения несущетягового каната для мобильной канатной дороги с длиной концевой опоры $l_t = 16$ м. Увеличение длины l_t положительно сказывается на необходимом натяжении несущетягового каната, приводя к его снижению. Это объясняется возможностью допус-

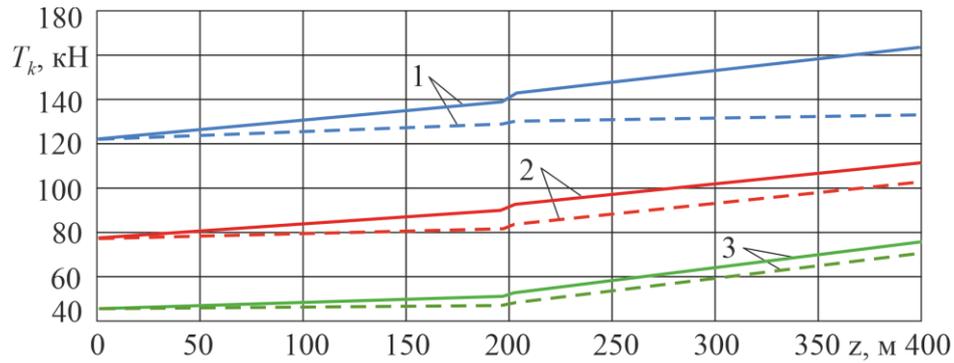


Рис. 4. Диаграмма натяжения несуще-тягового каната при длине трассы мобильной канатной дороги $L_{пр} = 200$ м (обозначения графиков соответствуют рис. 3)

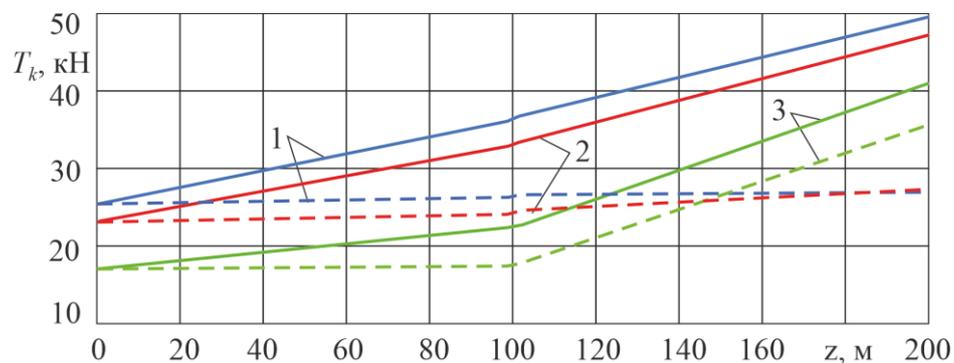


Рис. 5. Диаграмма натяжения несуще-тягового каната для мобильной канатной дороги с длиной концевой опоры $l_t = 16$ м (обозначения графиков соответствуют рис. 3)

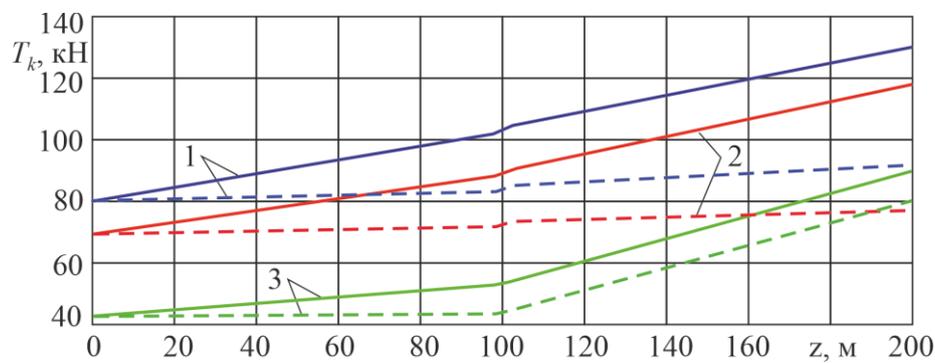


Рис. 6. Диаграмма натяжения несуще-тягового каната при транспортировании груза весом $G_c = 20$ кН (обозначения графиков соответствуют рис. 3)

тить большее провисание каната в пролете между концевыми опорами мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов.

На рис. 6 приведены диаграммы натяжения несуще-тягового каната для мобильной канатной дороги, предназначенной для транспортирования груза весом $G_c = 20$ кН. Увеличение веса транспортируемого груза приводит практически к прямо пропорциональному увеличению необходимого натя-

жения несуще-тягового каната, причем указанное увеличение не зависит от угла наклона α_{sl} . Так, увеличение веса транспортируемого груза в 2 раза (с 10 до 20 кН) при углах $\alpha_{sl} = 5^\circ, 10^\circ$ и 30° приводит к одинаковому повышению необходимого натяжения каната в $\sim 1,9$ раза.

На рис. 7 приведены диаграммы натяжения несуще-тягового каната для мобильной канатной дороги, предназначенной для транспортирования груза с вертикальным

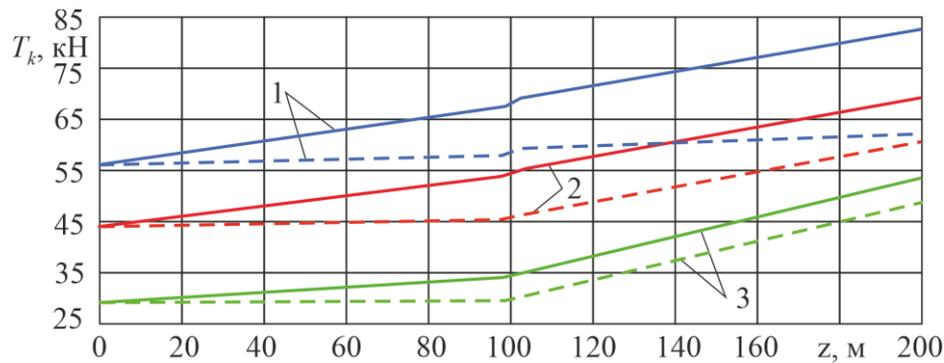


Рис. 7. Диаграмма натяжения несуще-тягового каната при транспортировании груза с вертикальным габаритом $h_G = 4$ м (обозначения графиков соответствуют рис. 3)

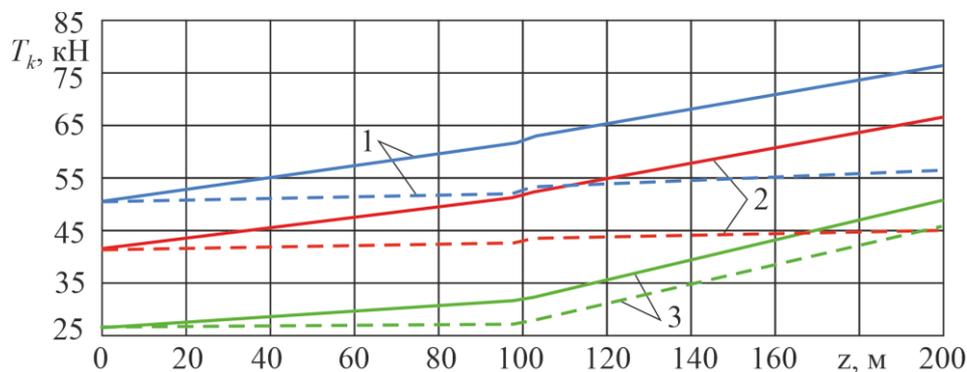


Рис. 8. Диаграмма натяжения несуще-тягового каната при транспортировании груза при вертикальном габарите приближения $h_{\min} = 2,5$ м (обозначения графиков соответствуют рис. 3)

габаритом $h_G = 4$ м. Увеличение габарита транспортируемого груза приводит к пропорциональному увеличению необходимого натяжения несуще-тягового каната вследствие необходимости обеспечить его меньшее провисание в пролете мобильной канатной дороги. Указанное увеличение зависит от угла наклона α_{sl} незначительно: увеличение вертикального габарита транспортируемого груза с 2 до 4 м при $\alpha_{sl} = 5^\circ$ приводит к повышению необходимого натяжения каната в 1,3...1,2 раза, тогда как при $\alpha_{sl} = 10^\circ$ и 30° повышение составляет $\sim 1,2 \dots 1,1$ раза.

На рис. 8 приведены диаграммы натяжения несуще-тягового каната для мобильной канатной дороги, предназначенной для транспортирования груза при вертикальном габарите приближения $h_{\min} = 2,5$ м. Увеличение вертикального габарита приближения приводит к пропорциональному увеличению необходимого натяжения несуще-тягового каната, причем указанное увеличение не зависит от угла наклона α_{sl} . Так, увеличение

величины h_{\min} с 1,5 до 2,5 м при углах $\alpha_{sl} = 5^\circ, 10^\circ$ и 30° приводит к одинаковому повышению необходимого натяжения каната в $\sim 1,1 \dots 1,2$ раза.

На рис. 9 приведены диаграммы натяжения несуще-тягового каната при воздействии на транспортируемый груз расчетной площади $A_G = 3,2$ м² ветрового давления $w_0 = 1000$ Па (соответствует нормативному значению ветрового давления VII ветрового района, т.е. горным районам Кавказа, Сибири, Средней Азии, северного и северо-восточного побережья России [9, 10]). В целом, ветровое воздействие, рассматриваемое выше в стационарной постановке, не оказывает существенного влияния на уровень требуемого натяжения канатной системы мобильной канатной дороги (хотя ветровое воздействие вследствие стохастического характера пульсации скорости и давления ветра оказывают существенное воздействие на дополнительные динамические усилия в несуще-тяговом канате [25 - 27]). Как видно из анализа рис. 9,б, при небольших углах на-

клона α_{sl} во время движения транспортируемого груза от натяжного мобильного комплекса к приводному в условиях попутного ветра наблюдается значительное снижение усилия натяжения несущего-тягового каната в набегающей на приводной шкив ветви, вследствие чего оказывается, что $T_{H(II),if} < T_{H(II),of}$. Для рассматриваемого ва-

рианта исполнения мобильной канатной дороги это наблюдается при углах $\alpha_{sl} = 5^\circ$ и 10° , а при угле $\alpha_{sl} = 30^\circ$ данное явление уже не наблюдается. Переход, т.е. $T_{H(II),if} \approx T_{H(II),of}$, наблюдается при $\alpha_{sl} \sim 13^\circ$.

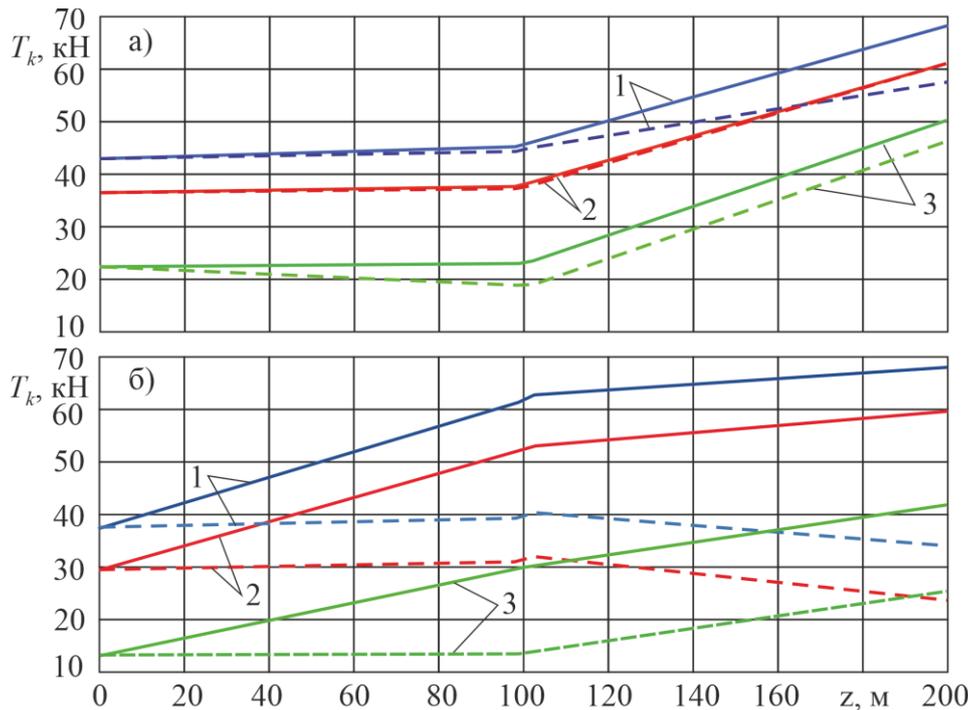


Рис. 9. Диаграммы натяжения несущего-тягового каната при ветровом воздействии:
а - направление ветра от приводного мобильного комплекса к натяжному;
б - направление ветра от натяжного мобильного комплекса к приводному
(обозначения графиков соответствуют рис. 3)

4. Заключение

Для мобильных канатных дорог, формируемых на базе сопряженных единой канатной системой двух мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов на базе самоходных автономных колесных шасси высокой грузоподъемности и проходимости, расчет усилий натяжения несущего-тяговых канатов является важным этапом их проектирования. Представленная в данной статье методика, ориентированная на построение диаграмм натяжения несущего-тяговых канатов при стационарном и нестационарных режимах работы мобильной канатной дороги, может быть использована как для расчетной оценки нагруженности канатной систе-

мы на основе учета большого числа факторов, характеризующих эксплуатационные нагрузки, параметры рельефа местности и транспортируемого груза, так и для анализа направленности и значимости варьирования указанных факторов и основных конструктивных параметров основного технологического оборудования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов.

Было показано, что в наибольшей степени на натяжение несущего-тяговых канатов в характерных точках трассы мобильной канатной дороги оказывают влияние ряд параметров, которые характеризуют трассу мобильной канатной дороги (величина пролета, минимальный вертикальный габарит приближения транспортируемого груза к посто-

ронным предметам, длина концевой опоры), профиль поверхности в месте установки мобильной канатной дороги (угол наклона к горизонтальной плоскости прямой, проходящей через центры канатных шкивов сопряженных мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов), транспортируемый груз (вес, вертикальный и горизонтальный габарит, расчетная площадь), ветровое воздействие на канатную систему и транспортируемый груз (нормативное значение ветрового давления, направление ветра относительно направлению перемещения груза). Изменение указанных количественных параметров по-разному влияет на изменение усилий натяжения в несущие-тяговых канатах. Увеличение длины концевой опоры и угол наклона прямой, проходящей через центры канатных шкивов сопряженных мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов позволяет использовать меньшее натяжение канатной системы, так

как увеличение указанных параметров допускает большее естественное провисание несущие-тяговых канатов в пролете мобильной канатной дороги. Увеличение остальных вышеперечисленных параметров требует использовать большее натяжение канатной системы, чтобы таким образом уменьшить естественное провисание канатов.

В дальнейшем, разработанная методика расчета усилий натяжения несущие-тяговых канатов может быть применена для анализа технических возможностей и основных технических характеристик мобильных канатных дорог, сформированных на базе двух сопряженных мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов, и для выявления той области множества возможных значений грузо-высотных характеристик транспортных систем, в пределах которой целесообразно использовать мобильные канатные дороги рассматриваемой конструкции.

Список литературы

1. Короткий А.А. Канатный транспорт (канатные дороги и лифты). Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2018. 114 с.
2. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Таричко В.И. Конструкции и основы проектирования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2020. 207 с.
3. PAS 183:2017 Smart cities – Guide to establishing a decision-making framework for sharing data and information services. BSI 2017.
4. Panfilov A.V., Korotkiy A.A., Panfilova E.A., Lagerev I.A. Development of transport infrastructure of urban mobility based on cable metro technology // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2020, Vol. 786, pp. 012067. DOI: 10.1088/1757-899X/786/1/012067
5. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Таричко В.И. Моделирование рабочих процессов мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2021. 204 с. DOI: 10.5281/zenodo.6044972.
6. Лагереv А.В., Таричко В.И., Лагереv

References

1. Korotkiy A.A. *Kanatnyy transport (kanatnye dorogi i lifty)* [Cable transport (cable cars and elevators)]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2018. 114 p. (In Russian)
2. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Konstruktsii i osnovy proektirovaniya mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Structures and design fundamentals of mobile transporting and overloading rope facilities]. Bryansk, RISO BGU, 2020. 207 p. (In Russian)
3. PAS 183:2017 Smart cities – Guide to establishing a decision-making framework for sharing data and information services. BSI 2017.
4. Panfilov A.V., Korotkiy A.A., Panfilova E.A., Lagerev I.A. Development of transport infrastructure of urban mobility based on cable metro technology. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2020, Vol. 786, p. 012067. DOI: 10.1088/1757-899X/786/1/012067
5. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Modelirovanie rabochikh protsessov mobilnykh transportno-peregruzochnykh*

натов. <http://repo.uipa.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/890/3/Smolyakov%20S.L.pdf>. (дата обращения: 05.06.2022).

25. Petrova R.V., Hoffmann K., Liehl R. Modelling and simulation of bicable ropeways under cross-wind influence // *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems: Methods, Tools and Applications in Engineering and Related Sciences*. 2007. №1. P. 63-81. DOI: 10.1080/13873950600562907

26. Guštinčić J., Raffi L.M.G. Analysis of oscillations in a cableway: wind load effects // *Modeling in Science Education and Learning*. 2013. №6. P. 145-155.

27. Лагереv И.А., Лагереv А.В., Панфилов А.В., Марченко Э.В. Моделирование динамики пассажирской кабины транспортной системы «Канатное метро» // *Вестник Донского государственного технического университета*. 2018. Т. 18. № 1. С. 16-21. DOI: 10.23947/1992-5980-2018-18-1-16-21

standartov, 2003. 16 p. (In Russian)

22. SP 20.13330.2011. *Nagruzki i vozdeystviya* [Loads and effects]. Moscow, OAO “NITs” “Stroitelstvo”, 2011. 85 p. (In Russian)

23. Lagerev A.V. *Nagruzhenost podemno-transportnoy tekhniki* [Load lifting and transport equipment]. Bryansk, BGTU, 2010. 180 p. DOI: 10.5281/zenodo.1306614 (In Russian)

24. Smolyakov S.L. *Uprugie svoystva kanatov* (Elastic properties of ropes) [site]. Available at: <http://repo.uipa.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/890/3/Smolyakov%20S.L.pdf> (accessed 05 June 2022). (In Russian)

25. Petrova R.V., Hoffmann K., Liehl R. Modelling and simulation of bicable ropeways under cross-wind influence. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems: Methods, Tools and Applications in Engineering and Related Sciences*, 2007, No.1, pp. 63-81. DOI: 10.1080/13873950600562907

26. Guštinčić J., Raffi L.M.G. Analysis of oscillations in a cableway: wind load effects. *Modeling in Science Education and Learning*, 2013, No.6, pp. 145-155.

27. Lagerev I.A., Lagerev A.V., Panfilov A.V., Marchenko E.V. Cabin dynamics simulation of “Rope Metro” transport system. *Vestnik of DSTU*, 2018, Vol. 18, No.1, pp. 16-21. DOI: 10.23947/1992-5980-2018-18-1-16-21 (In Russian)

УДК (UDC) 629.1.07

МЕТОДИКА ВЫЧИСЛЕНИЯ ИНТЕГРАЛЬНОГО ПОКАЗАТЕЛЯ
ПОДВИЖНОСТИ КОЛЕСНЫХ ВЕЗДЕХОДОВ НА ОСНОВЕ МЕТОДА
МНОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИMETHOD FOR CALCULATING THE INTEGRAL MOBILITY INDEX OF
WHEELED ALL-TERRAIN VEHICLES BASED ON THE MULTI-CRITERIA
OPTIMIZATION METHODМазунова Л.Н., Беляков В.В., Ерофеева Л.Н., Макаров В.С., Бушуева М.Е.
Mazunova L.N., Belyakov V.V., Erofeeva L.N., Makarov V.S., Bushueva M.E.Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева (Нижний Новгород, Россия)
Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev (Nizhny Novgorod, Russian Federation)

Аннотация. Среди существующего многообразия нередко встает проблема сравнения нескольких образцов автотракторной техники, способных выполнять свои функции в определенных условиях и при заданных режимах эксплуатации, а, следовательно, и выбора оптимального конструкторского решения. Это влечет за собой необходимость разработки методики оценки качества, которая давала бы возможность каждому рассматриваемому образцу поставить в соответствие количественный показатель, отражающий его эксплуатационные свойства и функциональные возможности. В данном исследовании авторы перед собой ставят следующую цель – разработать универсальную методику, позволяющую вычислить показатель подвижности автотракторной техники, учитывая только лишь конструкционные особенности, т.е. в условиях эксплуатации их на твердой дорожной поверхности без учета условий пересеченной местности. На основании аналитических данных, отражающих технические характеристики машин, такие как скоростные, тормозные и тяговые свойства, управляемость и маневренность, устойчивость, плавность хода, проходимость и др. строятся эмпирические критерии, затем простейшие показатели агрегируются в один интегральный с учетом весомости их вклада в показатель подвижности. Используя полученную методику были вычислены показатели подвижности для ряда моделей колесных вездеходов и приведены ранжированные ряды машин по этому показателю.

Ключевые слова: подвижность по мобильности, оценка качества, показатель подвижности, многокритериальная оптимизация, метод анализа иерархий.

Дата принятия к публикации: 15.09.2022
Дата публикации: 25.09.2022

Abstract. Among the existing variety the problem of comparison of several samples of automotive equipment capable of performing their functions under certain conditions and under the specified operating conditions often arises, and, consequently, the problem of choice of the optimal design solution. This entails the need to develop a methodology for assessing the quality, which would make it possible for each sample under consideration to match a quantitative indicator displaying its operational properties and functionality. In this study, the authors set themselves the following goal - developing a universal methodic that allows to calculate the mobility index of automotive equipment considering only the structural features, that is, in the conditions of their operation on a solid road surface without taking into account the conditions of rough terrain. Based on analytical data displaying the technical characteristics of the machines, such as speed, braking and traction properties, controllability and maneuverability, stability, smoothness, patency, etc. empirical criteria are constructed, then the simplest indicators are aggregated into integral one, taking into account the weight of their contribution to the mobility indicator. Using the obtained methodology, the mobility indicators for a number of models of wheeled all-terrain vehicles were calculated, the ranked vehicle series are given according to this indicator.

Keywords: mobility, quality assessment, mobility index, multi-criteria optimization, hierarchy analysis method.

Date of acceptance for publication: 15.09.2022
Date of publication: 25.09.2022

Сведения об авторах:

Мазунова Лариса Николаевна – старший преподаватель кафедры «Высшая математика», Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексева,
e-mail: matematixx@mail.ru.

ORCID: 0000-0003-3262-8348

Беляков Владимир Викторович – доктор технических наук, профессор, начальник Управления научно-исследовательских и инновационных работ, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексева,
e-mail: nauka@nttu.ru.

ORCID: 0000-0003-0203-9403

Ерофеева Лариса Николаевна – кандидат физико-математических наук, заведующая кафедрой «Высшая математика», Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексева,
e-mail: erofeevaln@mail.ru.

ORCID: 0000-0001-6535-1459

Макаров Владимир Сергеевич – доктор технических наук, профессор, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексева,
e-mail: makvl2010@gmail.com.

ORCID: 0000-0002-4423-5042

Бушуева Марина Евгеньевна – кандидат технических наук, декан, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексева,
e-mail: bme@nttu.ru.

ORCID: 0000-0002-0071-2417

Authors' information:

Larisa N. Mazunova – Senior Lecturer at the Department of «Higher Mathematics», Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev,
e-mail: matematixx@mail.ru

ORCID: 0000-0003-3262-8348

Vladimir V. Belyakov – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Research and Innovation Works, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev,
e-mail: nauka@nttu.ru.

ORCID: 0000-0003-0203-9403

Larisa N. Erofeeva – Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Head of the Department of "Higher Mathematics", Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev,
e-mail: erofeevaln@mail.ru.

ORCID: 0000-0001-6535-1459

Vladimir S. Makarov – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of "Construction and Road Machines", Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev,
e-mail: makvl2010@gmail.com.

ORCID: 0000-0002-4423-5042

Marina E. Bushueva – Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Dean of the Faculty of Pre-University Training and Additional Educational Services Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev,
e-mail: bme@nttu.ru.

ORCID: 0000-0002-0071-2417

1. Введение

Современная автомобильная промышленность ежегодно выпускает огромное количество разнообразных транспортных средств, которые обладают различными техническими характеристиками. В соответствии с этим автомобили обладают конструктивными и эксплуатационными особенностями, носящими как количественный, так и качественный характер различий.

В настоящее время разработано много методик оценивания качества продукции [1]. Поскольку сравнение образцов происходит по нескольким критериям, в основе таких алгоритмов лежит задача многокритериальной оптимизации [2-5].

Широко применимым методом решения многокритериальных задач является метод объединения векторного критерия. Свертывание критериев может осуществляться ад-

дитивным, мультипликативным и среднестепенным способом.

Поскольку эмпирические показатели вносят неравномерный вклад в обобщенный критерий, возникает необходимость определения весовых коэффициентов. Для расчёта коэффициентов весомости существуют как субъективные способы, например метод экспертных оценок, так и объективные [6]. К последним можно отнести метод регрессионных зависимостей и метод попарных сравнений, или метод анализа иерархий, разработанный Т. Саати [7]. Кроме всего прочего метод Саати может применяться для получения количественных оценок качественных показателей. Авторы считают этот метод наиболее эффективным и научно обоснованным.

2. Постановка задачи

Подвижность транспортных средств - свойство, которое может характеризовать

машину с глобальной позиции обобщения ее эксплуатационных свойств. Показатель подвижности определяет готовность транспортного средства выполнять поставленную задачу, служит количественной оценкой адаптивности к условиям эксплуатации и состоянию самой машины [8-11]. Система критериев, по которым ведется оценивание, представлена в табл. 1.

Таблица 1.

Система критериев подвижности

Критерий	Формализация
Запас тягового усилия	$\Delta P_{\varphi}(\Phi_{\varphi}, \Phi_f, \lambda) \rightarrow \max_{\lambda \in \Lambda}$
Баланс мощности	$W_{\varphi}(\Phi_{\varphi}, \lambda) \rightarrow \min_{\lambda \in \Lambda}$
Поддержание курсовой ориентации	$\Phi_R(\Phi_{\varphi}, \Phi_f, \lambda) \rightarrow \min_{\lambda \in \Lambda}$
Подвижность по живучести	$R_{\text{он}}(\Phi_{\varphi}, \Phi_f, \lambda, t) \rightarrow \max_{\lambda \in \Lambda}$
Φ_f - обобщенная функция сопротивления движению машины Φ_{φ} - обобщенная функция сцепления движителя машины с материалом опорного основания Φ_R - обобщенная функция радиуса кривизны траектории движения $R_{\text{он}}$ - вероятность безотказной работы λ - различные параметры машины	

3. Модель вычисления показателя подвижности

Алгоритм вычисления показателя подвижности включает в себя несколько основных этапов. На первом этапе происходит отбор простейших оценочных критериев, которые вносят определенный вклад в комплексную оценку подвижности. Следует отметить, что в зависимости от вида и назначения транспортного средства состав эмпирических критериев может варьироваться. Показатели, характеризующие транспортное средство качественным образом, на этом этапе преобразуют в количественные с использованием метода анализа иерархий. Адекватность рассуждений проверяют с помощью индекса согласованности [11, 12].

Среди полного перечня эксплуатационных показателей автотракторной техники для получения показателя подвижности колесных вездеходных машин выделяют критерии технической эффективности, отра-

жающие тягово-скоростные свойства, управляемость, устойчивость, проходимость, оценки по габаритным размерам, весу и грузоподъемности. В настоящем исследовании в качестве локальных критериев ($Q_{ij}, i = \overline{1, 8}, j = \overline{1, 5}$) рассмотрены рабочий объем (л), мощность (л.с), максимальный крутящий момент (Н·м), максимальная скорость движения по шоссе и на плаву (км/ч), максимально-допустимая масса (кг), грузоподъемность (кг), диагональ машины (мм), колея (мм), дорожный просвет (мм), угол подъема (град), глубина преодолеваемого брода (м), колесная база (мм), количество колес (шт.), давление движителя на грунт (кг/см²), угол бокового крена (град), минимальный радиус поворота (м), соотношение колеи и колесной базы (%), длина (мм), ширина (мм), высота (мм).

На втором этапе производится нормировка эмпирических критериев. Путем линейного преобразования их значения приводят к шкале [0, 1]. Отдельно пересчитываются «прямые» критерии, увеличение значений которых увеличивают показатель подвижности и «обратные», увеличение которых снижают подвижность [13].

Нормированные показатели объединяются в групповые. Для колесных вездеходов все локальные критерии можно разбить на 8 групп: тягово-скоростные Q_1 , показатели профильной проходимости Q_2 , показатели опорной проходимости Q_3 , показатели устойчивости Q_4 , показатели управляемости Q_5 , показатели масс Q_6 , габаритные показатели Q_7 , показатели дискретной проходимости Q_8 . Каждая группа включает в себя от одного до пяти локальных критериев. Групповые значения вычисляются в данном случае без учета весовых характеристик.

Для повышения объективности оценки подвижности групповые значения входят в состав интегрального показателя с весовыми коэффициентами. Весовые характеристики локальных критериев в составе интегральных можно получить различными методами, в том числе на базе сравнения, основанного на принципах арифметической и геометри-

ческой прогрессий [14, 15]. В качестве метода определения весовых характеристик может быть выбран метод анализа иерархий, основанный на попарном сравнении критериев в смысле их вклада в интегральный показатель. В контексте сравнительного анализа обе группы методов были рассмотрены применительно к семейству легковых автомобилей [16].

На первом этапе применения метода анализа иерархий изображается структура проблемы в виде иерархической схемы (рис.1).

Для рассматриваемых в настоящем исследовании колесных вездеходных транспортных средств двухуровневая структура показателя подвижности представлена в

табл.2. Заметим, что одна из групп эмпирических показателей может описывать местность, на которой эксплуатируется машина. В данном исследовании эти характеристики подвижности не учитываются.

В случае двойного взвешивания сначала находят коэффициенты весомости эмпирических критериев внутри каждой группы показателей, а затем тем или иным способом рассчитывается групповой вектор весовых коэффициентов. Таким образом, глобальные весовые коэффициенты будут равны произведению весового коэффициента эмпирического критерия на весовой коэффициент локального группового показателя.

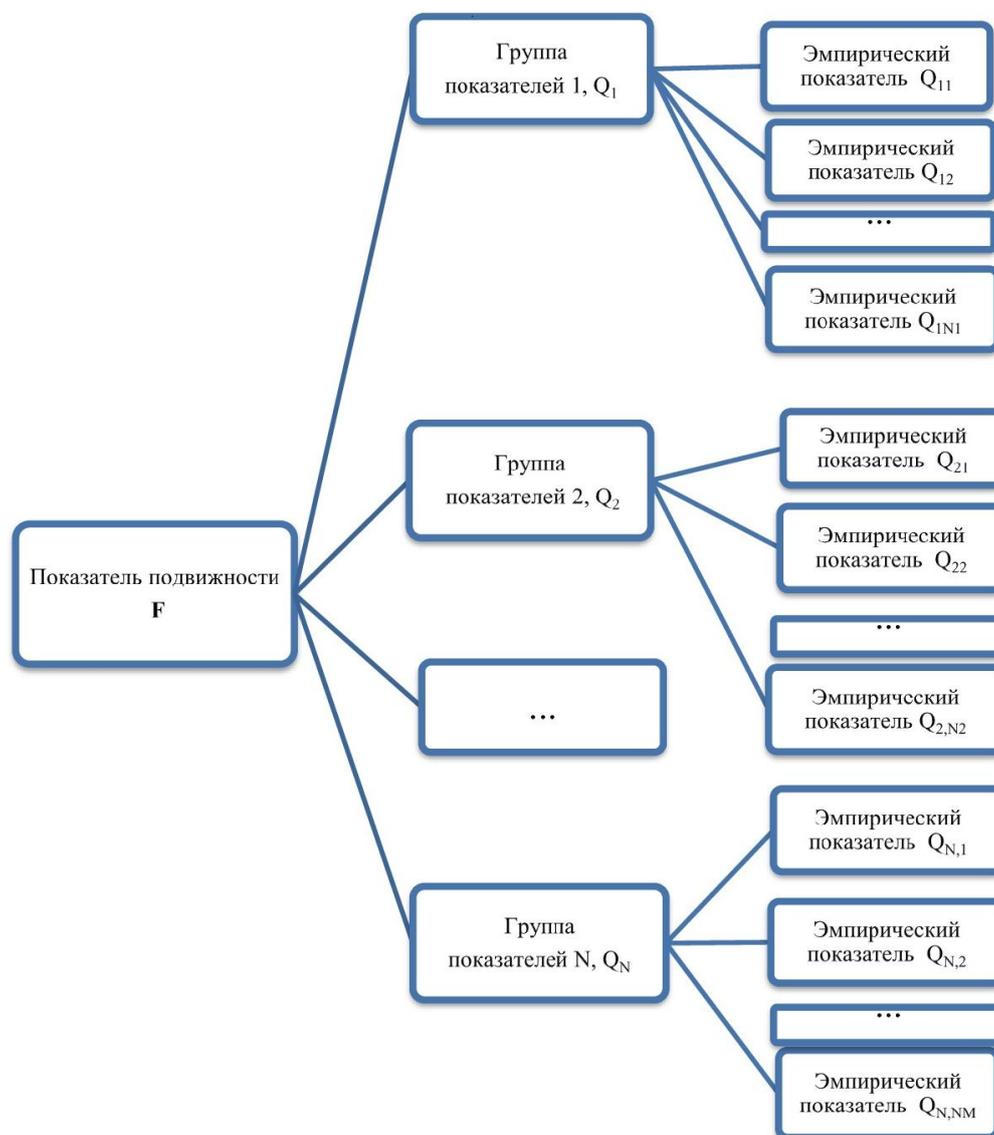


Рис.1. Иерархическая структура интегрального показателя подвижности

Таблица 2

Структура интегрального показателя подвижности

Обозначение	Эмпирические показатели	Направление оптимизации показателей	Групповые показатели
Q ₁₁	Рабочий объем, л	max	Тягово-скоростные свойства, Q ₁
Q ₁₂	Мощность, л.с	max	
Q ₁₃	Максимальный момент, Нм	max	
Q ₁₄	Максимальная скорость движения по шоссе, км/ч	max	
Q ₁₅	Максимальная скорость движения на плаву, км/ч	max	
Q ₂₁	Колея, мм	max	Профильная проходимость, Q ₂
Q ₂₂	Дорожный просвет, мм	max	
Q ₂₃	База, мм	min	
Q ₂₄	Угол подъема (с полной нагрузкой), град	max	
Q ₂₅	Глубина преодолеваемого брода, м	max	
Q ₃₁	Количество колес, шт	max	Опорная проходимость, Q ₃
Q ₃₂	Давление движителя на грунт, кг/см ²	min	
Q ₃₃	Давление воздуха в шине	min	
Q ₄₁	Боковой крен (без нагрузки), град	max	Устойчивость, Q ₄
Q ₅₁	Минимальный радиус поворота (по колее наружного переднего колеса), м	min	Управляемость, Q ₅
Q ₅₂	Соотношение колесной базы и колеи	min	
Q ₆₁	Снаряженная масса без груза, кг	min	Показатели масс, Q ₆
Q ₆₂	Грузоподъемность, кг	max	
Q ₇₁	Длина, мм	min	Габаритные показатели, Q ₇
Q ₇₂	Ширина, мм	min	
Q ₇₃	Высота, мм	min	
Q ₈₁	Диагональ машины, мм	min	Дискретная проходимость, Q ₈

Обобщенный показатель подвижности строится как аддитивная функция локальных (групповых) критериев с учетом коэффициентов весомости их вклада в интегральный показатель $F(w, \tilde{Q}_i) = \sum_{i=1}^n w_i \cdot \tilde{Q}_i$. В приведенной формуле $\tilde{Q} = \{\tilde{Q}_1, \tilde{Q}_2, \dots, \tilde{Q}_n\}$ – вектор частных (групповых) критериев, $w = \{w_1, w_2, \dots, w_n\}$ – вектор весовых коэффициентов относительной важности частных

критериев, сумма компонентов которого равна единице $\sum_{i=1}^n w_i = 1$.

Матрица попарных сравнений для получения весовых характеристик групповых показателей методом анализа иерархий приведено в табл. 3. Каждый элемент матрицы представляет собой отношение веса i -го группового показателя к весу j -го показателя. Последний столбец таблицы содержит компоненты весового вектора.

Таблица 3

Определение весовых характеристик групповых показателей методом анализа иерархий

Группы показателей	Q ₁	Q ₂	Q ₃	Q ₄	Q ₅	Q ₆	Q ₇	Q ₈	Весовые коэффициенты
Q ₁	1,000	0,111	0,111	0,200	0,200	2,000	9,000	0,111	0,026
Q ₂	9,000	1,000	1,000	1,800	1,800	18,000	81,000	1,000	0,233
Q ₃	9,000	1,000	1,000	1,800	1,800	18,000	81,000	1,000	0,233
Q ₄	5,000	0,556	0,556	1,000	1,000	10,000	45,000	0,556	0,129
Q ₅	5,000	0,556	0,556	1,000	1,000	10,000	45,000	0,556	0,129
Q ₆	0,500	0,056	0,056	0,100	0,100	1,000	4,500	0,056	0,013
Q ₇	0,111	0,012	0,012	0,022	0,022	0,222	1,000	0,012	0,003
Q ₈	9,000	1,000	1,000	1,800	1,800	18,000	81,000	1,000	0,233

Принципиальная схема вычисления интегрального показателя подвижности, характеризующего конструкционные и эксплуатационные качества транспортного средства, приведена на рис. 2. Семейства рассматриваемых автомобилей целесообразно оценивать по группам сходных по типу и назначению транспортных средств, в силу различий номенклатуры показателей и весовых характеристик.

4. Анализ результатов

Опираясь на описанную методику, были вычислены интегральные показатели подвижности вездеходных машин с колесным движителем. Рассматривались линейки вездеходов производства ООО «Завод вездеходных машин», ООО «Трансмаш», «Трэкол», ООО «Мег Вест», семейство вездехо-

дов «Русак» и другие образцы машин. В качестве исходных данных, или эмпирических критериев, взяты технические характеристики транспортных средств, заявленные производителями. В данной работе при получении оценки подвижности класс вездеходной техники не учитывался, наряду с тяжелой вездеходной техникой рассматривались и легкие машины.

Реализация алгоритма осуществлялась в среде электронных таблиц MS Excel, что позволяет оперативно вносить изменения и дополнения, а также дает возможность наглядного представления результатов как в цифровом, так и графическом отображении.

Весовые коэффициенты существенно влияют на распределение машин по показателю подвижности (рис. 3 - 4).

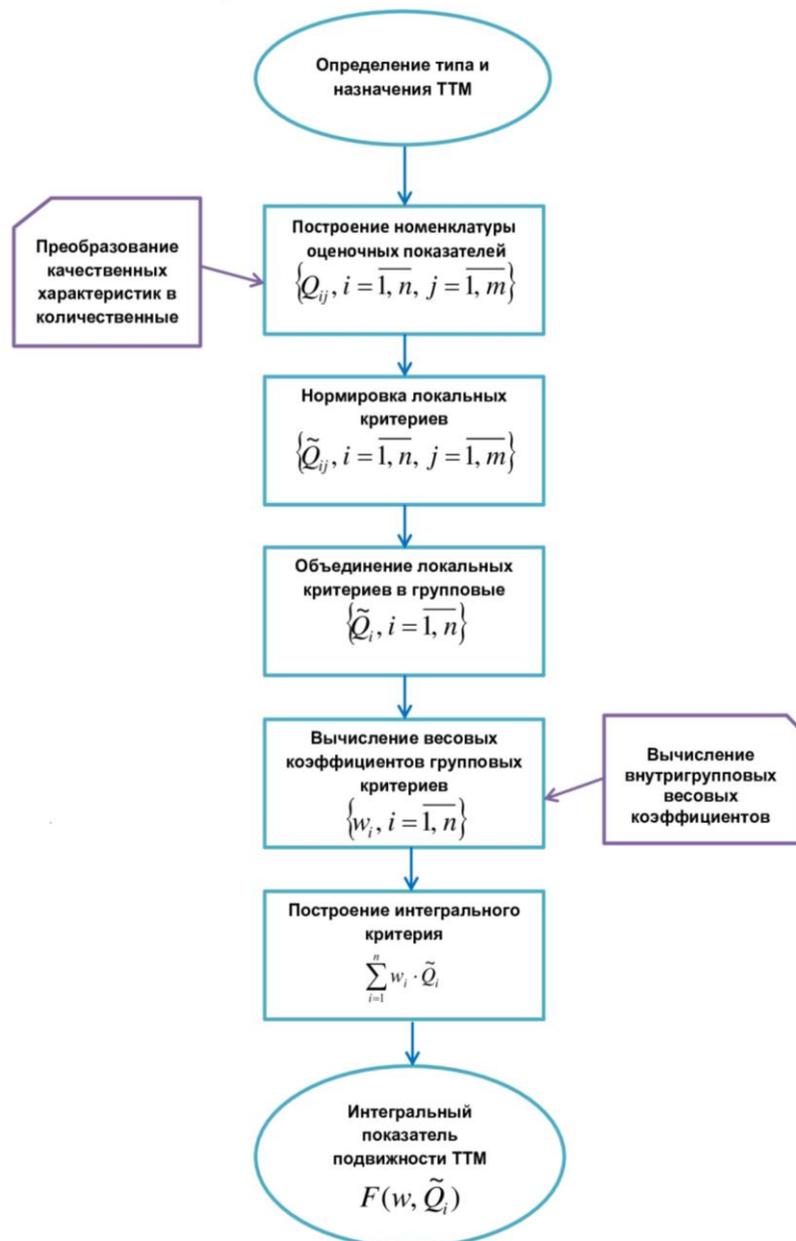


Рис.2. Алгоритм вычисления интегрального показателя подвижности

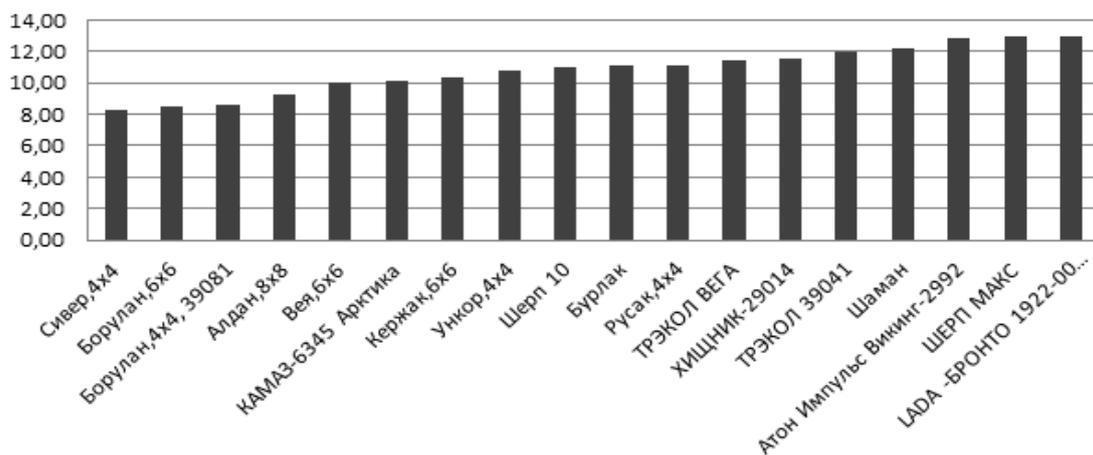


Рис. 3. Ранжированный ряд машин по показателю подвижности, вычисленному без учета весовых коэффициентов

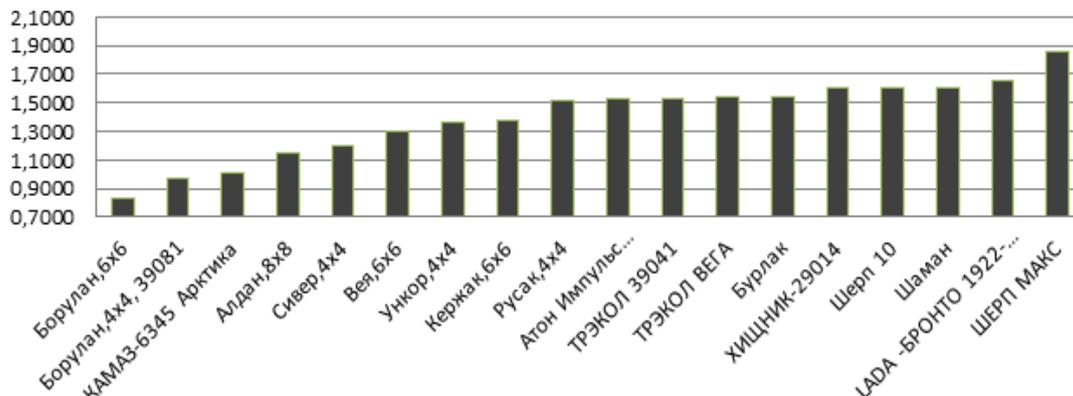


Рис. 4. Ранжированный ряд машин по показателю подвижности, вычисленному с учетом весовых коэффициентов

Полученные результаты позволяют выстраивать машины в ранжированный ряд и сравнивать различные модификации внутри

какого-либо одного производства (рис. 5 - 9), так и в целом по рассматриваемой совокупности.

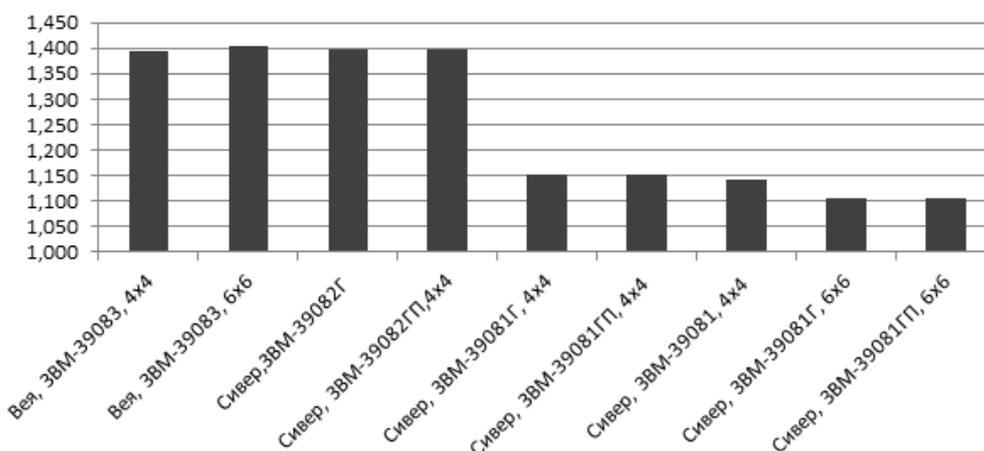


Рис. 5. Распределение машин ООО «ЗВМ» по показателю подвижности

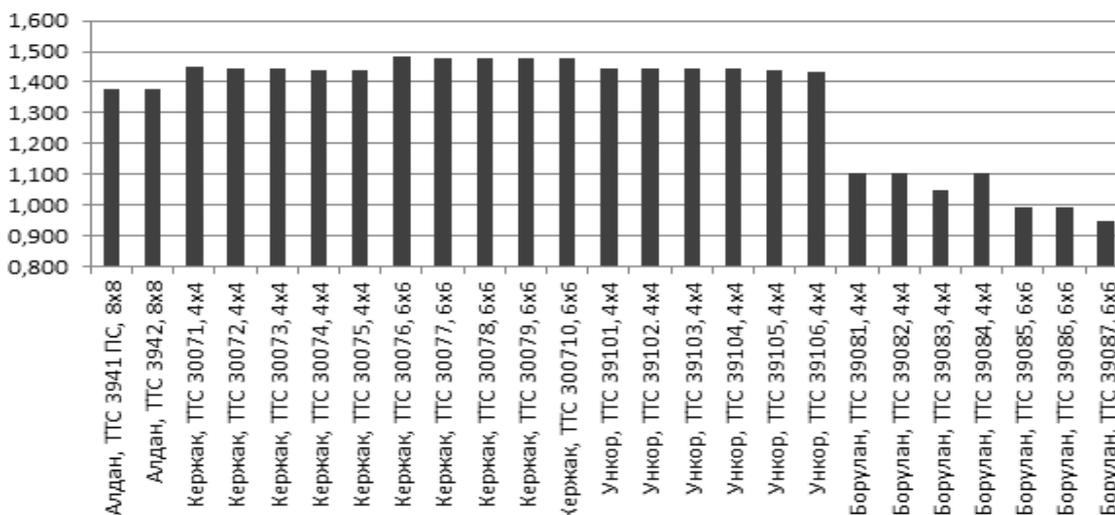


Рис. 6. Распределение машин ООО «Трансмаш» по показателю подвижности

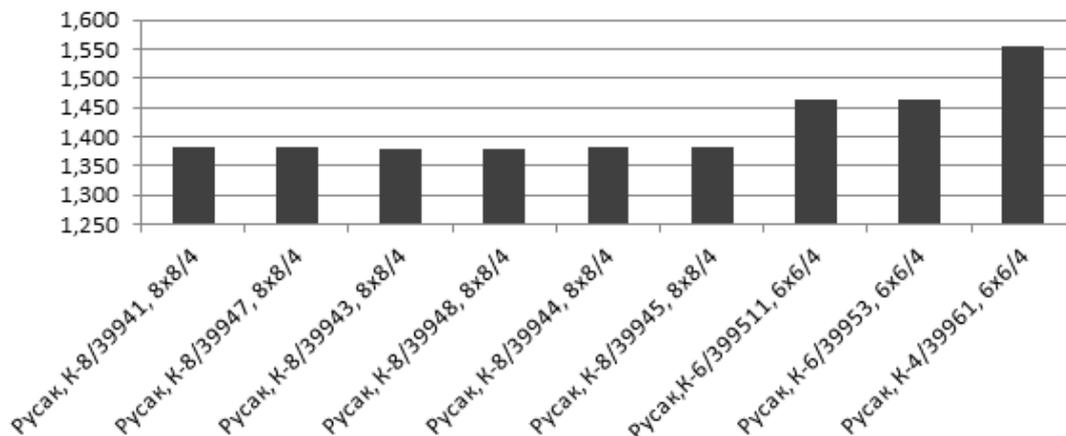


Рис. 7. Распределение машин ООО «Русак» по показателю подвижности

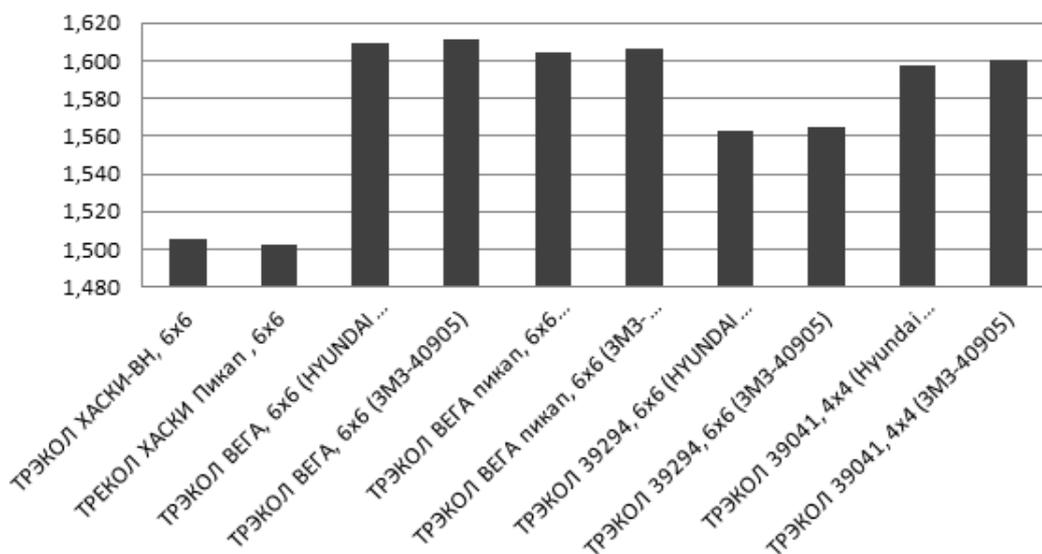


Рис. 8. Распределение машин ООО «Трэкол» по показателю подвижности

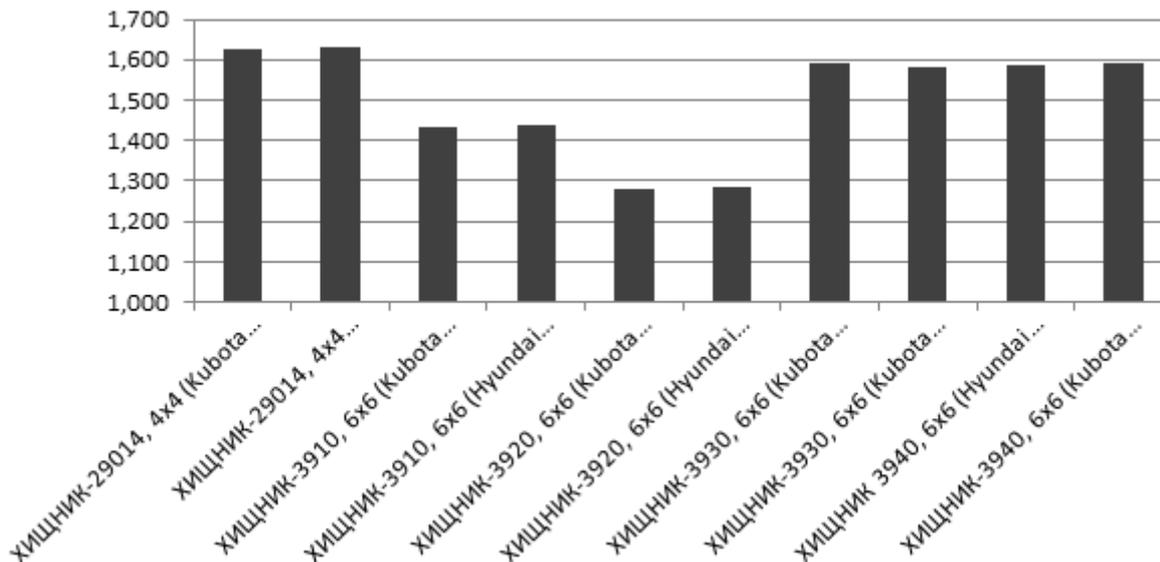


Рис. 9. Распределение машин ООО «Мег Вест» по показателю подвижности

Приведенные выше диаграммы представлены без учета разделения машин по группам: малые, средние и большие вездеходы, что вызывает некоторую нечеткость в интерпретации результатов.

5. Заключение

Предложенная методика позволяет вычислить интегральный показатель подвижности транспортно-технологических машин на основании аналитических данных, представляющих собой технические характеристики машин, с использованием весовых коэффициентов, отражающих наиболее значимые с точки зрения потребителя свойства. С помощью вычисленных показателей можно сравнивать несколько образцов автотрактор-

ной техники с учетом их назначения и условий эксплуатации как в условиях одного предприятия-производителя, так и между производителями-конкурентами. Полученные результаты дают возможность вносить конструктивные изменения на этапе проектирования с целью оптимизации стоимости транспортных операций и снижения неблагоприятного воздействия на окружающую среду.

В основу дальнейшего усовершенствования данной методики может быть положено предварительное разделение вездеходов на группы по классам и назначению, а также создание наиболее полной иерархической классификации номенклатуры оценочных показателей. Это значительно повысит объективность оценочных показателей.

Список литературы

1. Фасхиев Х. А. Анализ методов оценки качества и конкурентоспособности грузовых автомобилей // Методы менеджмента качества. 2001. № 3. С. 24–28; № 4. С. 21–26.
2. Беляков В.В., Бушуева М.Е., Сагунов В.И. Решение задачи оценки подвижности автотракторной техники с помощью многокритериальной оптимизации // «Информационные системы и технологии» (ИСТ-2001): тезисы докл. Всеросс. научно-техн. конф., посвященной 65-летию факультета информационных систем и технологий НГТУ, Н. Новгород 20 апреля 2001 г. Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2001. С. 167-168.
3. Беляков В.В., Бушуева М.Е., Сагунов В.И. Многокритериальная оптимизация в задачах подвижности, конкурентоспособности автотракторной техники и диагностики сложных технических систем. Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2001. 271 с.
4. Беляков В.В. Многокритериальная оценка подвижности автотракторной техники // ИНТЕРСТРОЙМЕХ-2001: Тр. междунар. научно-техн. конф., 27-29 июня 2001 г. СПб, 2001. С. 95-99.
5. Беляков В.В., Бушуева М.Е., Сагунов В.И. Четыре многокритериальных задачи для оценки подвижности автотракторной

References

1. Faskhiev H.A. Analiz metodov otsenki kachestva i konkurentosposobnosti gruzovykh avtomobiley. *Metody menedzhmenta kachestva*, 2001, No.3, pp. 24–28; No.4. pp. 21–26. (In Russian)
2. Belyakov V.V., Bushueva M.E., Sagunov V.I. Reshenie zadachi otsenki podvizhnosti avtotraktornoy tekhniki s pomoshchyu mnogokriterialnoy optimizatsii. *Proceedings of the Informacionnye sistemy i tekhnologii*, N. Novgorod, 2001, pp. 167-168. (In Russian)
3. Belyakov V.V., Bushueva M.E., Sagunov V.I. *Mnogokriterialnaya optimizatsiya v zadachah podvizhnosti, konkurentosposobnosti avtotraktornoy tekhniki i diagnostiki slozhnyh tekhnicheskikh sistem*. N. Novgorod, 2001. 271 p. (In Russian)
4. Belyakov V.V. *Mnogokriterialnaya otsenka podvizhnosti avtotraktornoy tekhniki. Proceedings of the International Conference INTERSTROYMEKH-2001*, Saint Petersburg, 2001, pp. 95-99. (In Russian)
5. Belyakov V.V., Bushueva M.E., Sagunov V.I. *Chetyre mnogokriterialnykh zadachi dlya otsenki podvizhnosti avtotraktornoy tekhniki. Sistemy obrabotki informatsii i upravleniya*, 2001, No.8, pp. 106-113. (In Russian)
6. Faskhiev H.A. *Opredelenie vesomosti*

техники // Системы обработки информации и управления: межвуз. сб. науч. тр. 2001. Вып. 8. С. 106-113.

6. Фасхиев Х. А. Определение весомости показателей качества автомобилей и их компонентов // Грузовик. 2008. № 5. С.23 – 27.

7. Саати Т. Принятие решения. Метод анализа иерархий. М.: Радио и связь, 1989. 316 с.

8. Беляков В.В. Подвижность и конкурентоспособность транспортно-технологических машин // Известия Академии инженерных наук РФ им. акад. А.М. Прохорова. Транспортно-технологические машины и комплексы. 2003. Т. 5. С.3-25.

9. Беляков В.В., Беляев А.М., Бушуева М.Е. Концепция подвижности наземных транспортно-технологических машин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2013. № 3 (100). С. 145-174.

10. Беляков В.В., Бушуева М.Е., Голышев Е.Ю. Оценка подвижности транспортно-технологических машин // Колесные машины: сб. тр. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2003. С. 29-30.

11. Плиев И.А. Оценка технического уровня семейства автомобилей многоцелевого назначения на основе метода анализа иерархий // Журнал автомобильных инженеров. 2010. №3 (62), №5 (64).

12. Плиев И.А., Вержбицкий А.Н. Методика оценки технического уровня АТС многоцелевого назначения // Автомобильная промышленность. 1999. №11. С. 34 - 36.

13. Мазунова Л. Н., Дубкова М.А., Беляков В.В., Бушуева М.Е., Макаров В.С., Ерофеева Л.Н. Разработка методики вычисления показателя подвижности по мобильности легковых автомобилей, основанной на применении многокритериальной оптимизации // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2021. № 2(133). С. 102-112.

14. Постников В. М., Спиридонов С. Б. Выбор весовых коэффициентов локальных критериев на основе принципа арифметической прогрессии // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2015. № 9. С. 237-249.

15. Постников В. М., Спиридонов С. Б. Методы выбора весовых коэффициентов

показателя качества автомобилей и их компонентов. *Грузовик*, 2008, No.5, pp. 23 – 27. (In Russian)

7. Saati T. *Prinyatie resheniya. Metod analiza ierarhiy*. Moscow, 1989. 316 p. (In Russian)

8. Belyakov V.V. Podvizhnost i konkurentosposobnost transportno-tehnologicheskikh mashin. *Izvestiya Akademii inzhenernykh nauk RF im. akad. A.M. Prohorova*, 2003, Vol. 5, pp. 3-25. (In Russian)

9. Belyakov V.V., Belyaev A.M., Bushueva M.E. Kontsepsiya podvizhnosti nazemnykh transportno-tehnologicheskikh mashin. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*, 2013, No.3, pp. 145-174. (In Russian)

10. Belyakov V.V., Bushueva M.E., Golyshev E.Yu. Otsenka podvizhnosti transportno-tehnologicheskikh mashin. *Kolesnye mashiny: sb. tr. MGTU im N.E. Baumana*, 2003, pp. 29-30. (In Russian)

11. Pliev I.A. Otsenka tekhnicheskogo urovnya semeystva avtomobiley mnogotselevogo naznacheniya na osnove metoda analiza ierarhiy. *Zhurnal avtomobilnykh inzhenerov*, 2010, No.3 (62), No.5 (64). (In Russian)

12. Pliev I.A., Verzhbickij A.N. Metodika otsenki tekhnicheskogo urovnya ATS mnogocelevogo naznacheniya. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 1999, No.11, pp. 34 - 36. (In Russian)

13. Mazunova L.N. Dubkova M.A., Belyakov V.V., Bushueva M.E., Makarov V.S., Erofeeva L.N. *Razrabotka metodiki vychisleniya pokazatelya podvizhnosti po mobilnosti legkovykh avtomobiley, osnovannoy na primenenii mnogokriterialnoy optimizatsii* [Developing a method of calculating a mobility index for passenger cars based on the application of multi-objective optimization]. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*, 2021, No.2(133), pp. 102-112. (In Russian)

14. Postnikov V.M., Spiridonov V.M. Vybor vesovykh koeffitsientov lokalnykh kriteriev na osnove printsipa arifmeticheskoy progressii. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana*, 2015, No. 9, pp. 237-249. (In Russian)

локальных критериев // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2015. № 6. С. 267-287.

16. Мазунова Л.Н., Беляков В.В., Макаров В.С., Бушуева М.Е., Ерофеева Л.Н., Аникин А.А., Наумов В.Н. Сравнительный анализ методов многокритериальной оценки конкурентоспособности и подвижности автотракторной техники с учетом весовой значимости характеристик // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2022. № 1(136). С. 125-136.

15. Postnikov V.M., Spiridonov S.B. Metody vybora vesovykh koeffitsientov lokalnykh kriteriev. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana*, 2015, No.6, pp. 267-287. (In Russian)

16. Mazunova L.N., Belyakov V.V., Makarov V.S., Bushueva M.E., Erofeeva L.N., Anikin A.A., Naumov V.N. *Sravnitelnyy analiz metodov mnogokriterialnoy otsenki konkurentosposobnosti i podvizhnosti avtotraktornoy tekhniki s uchetom vesovoy znachimosti kharakteristik* [Comparative analysis of methods of multi-criteria assessment and mobility of automotive equipment, taking into account the weight significance of characteristics]. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*, 2022, No.1(136), pp. 125-136. (In Russian)

УДК (УДК) 621.928.235

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ВИБРОУДАРНОГО ГРОХОТАDETERMINATION OF RATIONAL OPERATING PARAMETERS OF
VIBROIMPACT SCREENСизиков В.С.
Sizikov V.S.Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет (Санкт-Петербург, Россия)
Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering (Saint Petersburg, Russian Federation)

Аннотация. В работе рассматривается задача настройки режимов работы виброударного грохота для режима противофазных колебаний его элементов. Критериями эффективности работы грохота приняты величина ударного импульса, передаваемого на сито со стороны виброударной решетки, и размах колебаний сита, обеспечивающие эффективные режимы очистки поверхности сита от загрязняющих зерен при поддержании заданного режима колебаний сита с обеспечением технологических параметров грохочения материала. С использованием разработанной математической модели и программы проведен вычислительный эксперимент для диапазона рабочей частоты колебаний от 105 рад/с до 160 рад/с и регулировочного зазора между виброударной решеткой и ситом от 0 до 5,5 мм. Получены уравнения регрессии для определения влияния частоты колебаний грохота и регулировочного зазора на передаваемый ситом ударный импульс и размах колебаний сита, и на их основе предложены рекомендации по определению эффективных параметров работы грохота. Полученные закономерности позволяют объяснить нелинейное поведение двухмассовой виброударной колебательной системы при изменении ее параметров и свидетельствуют о возможности управления такой системой. Результаты вычислительного эксперимента могут быть применены для настройки режимов работы грохота при проведении пуско-наладочных работ и в процессе эксплуатации грохота, что позволит снизить трудозатраты и ускорить процедуру поиска рациональных режимных параметров его работы.

Ключевые слова: виброударный грохот, очистка сита, ударный импульс, виброударное воздействие на сито.

Дата принятия к публикации: 02.09.2022
Дата публикации: 25.09.2022

Сведения об авторе:

Сизиков Валентин Станиславович – кандидат технических наук, старший преподаватель, кафедра технологии строительного производства, Санкт-Петербургский государственный архитектурно-

Abstract. The paper deals with the problem of vibroimpact screen operating regimes selection for the regime of anti-phase oscillations of its elements. The criteria of effective screen operation accepted are impact impulse transferred to sieve from vibroimpact lattice and sieve double amplitude, which provide effective regimes of sieve cleaning from clogging particles and maintenance of preset sieve oscillations regime for support of technological parameters of material screening. Using the developed mathematical model and program the computational experiment was conducted for operating oscillation frequency range from 105 rad/s to 160 rad/s and adjustment gap between vibroimpact lattice and sieve for operating range from 0 to 5,5 mm. Influences of oscillation frequency and adjustment gap on impact impulse transferred to sieve and sieve double amplitude are obtained in the form of regression equations. On its base the recommendations for determining effective operating regimes of vibroimpact screen are offered. Obtained regularities explain nonlinear behavior of two-mass vibroimpulse oscillating system according to its operating parameters changing and show principal opportunities of system control. Also obtained results could find an application in screen operating regimes adjustment during commissioning and start-up operation and screen operation period, and could decrease labor costs and fasten the procedure of rational screen operating parameters searching.

Keywords: vibroimpact screen, sieve cleaning, impact impulse, vibroimpulse impact on sieve.

Date of acceptance for publication: 02.09.2022
Date of publication: 25.09.2022

Author's information:

Valentin S. Sizikov – PhD in Engineering, Senior Lecturer, Department of Construction Technology, Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, e-mail: sizikovvs@yandex.ru.

строительный университет,
e-mail: sizikovvs@yandex.ru.
ORCID: 0000-0001-9438-5711



ORCID: 0000-0001-9438-5711

Благодарности

Исследование выполнено при поддержке гранта на выполнение научно-исследовательских работ научно-педагогическими работниками Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета в 2022 году

Acknowledgements

The study was supported by the grant of the implementation of research works by the academic staff of Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering in year of 2022

1. Введение

В строительстве одной из важнейших операций является классификация зернистых материалов по крупности, называемая грохочением. Эта операция осуществляется на вибрационных грохотах, представляющих собой жесткий колеблющийся корпус с закрепленным на нем ситом с калиброванными отверстиями. Актуальной проблемой, возникающей при грохочении зернистых материалов, в частности песков, является засорение отверстий сит «трудными» зернами, застревающими в ячейках сита и препятствующими прохождению через них мелких частиц. Для решения этой проблемы применяют различные устройства для очистки поверхности ячеек сит [1-7], к одним из которых относится виброударная решетка, ударяющая по ситу грохота в каждом периоде его колебаний и очищающая сито путем передачи ему вертикального ударного импульса.

Конструкция грохота с виброударной решеткой [8] показана на рис. 1. Грохот состоит из корпуса 1, установленного на основании на опорных пружинах 11, закрепленного на корпусе сита 7 и виброударной решетки 6, установленной под ситом с зазором e и опирающейся на корпус на пружинах взаимодействия 5 через регулировочные прокладки 9.

Корпус грохота вместе с ситом совершает колебания под действием направленной гармонической силы от дебалансных вибровозбудителей 10. От колебаний корпуса виброударная решетка также приводится в колебательное движение на пружинах 5, и при движении снизу ударяет по ситу, пере-

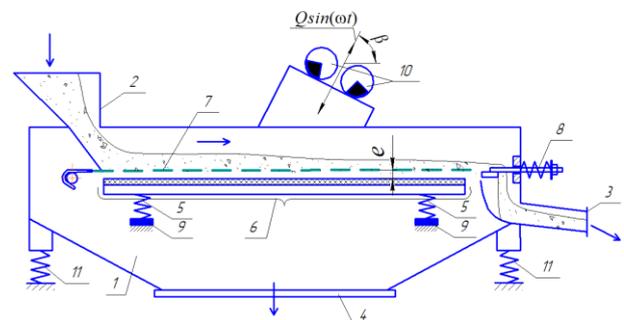


Рис. 1. Общий вид виброударного грохота:
1 – корпус грохота; 2 – загрузочный патрубок для исходного материала;
3, 4 – патрубки для выгрузки продуктов грохочения; 5 – пружины взаимодействия;
6 – виброударная решетка; 7 – сито грохота;
8 – устройство натяжения сита;
9 – регулировочные прокладки;
10 – дебалансные вибровозбудители;
11 – опорные пружины (e – регулировочный зазор; $Q\sin(\omega t)$ – гармоническая вынуждающая сила от вибровозбудителей; Q – амплитудное значение вынуждающей силы; ω – круговая частота вынуждающей силы; β – угол вибрации)

давая застрявшим в нем частицам вертикальный ударный импульс, обеспечивающий их подбрасывание над ситом и тем самым очистку поверхности сита от загрязняющих зерен.

При настройке режимов работы виброударной решетки основной проблемой является определение таких ее режимов колебаний, которые обеспечивают передачу величины ударного импульса, достаточной для преодоления сил трения между застрявшими зернами и ячейками сита. Регулирование величины импульса осуществляется подстройкой частоты колебаний решетки и регулиро-

вочного зазора. Основная сложность при регулировании заключается в том, что, во-первых, изменение режимных параметров виброударной системы, которой является рассматриваемый грохот, существенно влияет на характер колебаний взаимодействующих элементов этой системы из-за ее нелинейности. Во-вторых, при изменении частоты колебаний и зазора одновременно изменяются величина ударного импульса и параметры колебаний сита (амплитуда, частота), поэтому приходится одновременно решать две связанные между собой задачи – подбора эффективных режимов очистки сита и поддержания заданного режима его колебаний для высокой эффективности грохочения материала.

Исследованию движения рабочих элементов грохотов с виброударными устройствами для очистки сита посвящены работы [9, 10], однако задача установления взаимосвязей между параметрами взаимодействия рабочих элементов грохота и величиной передаваемого на сито ударного импульса не получила в них достаточного развития.

В связи с этим создание рекомендаций, позволяющих обеспечить высокое качество очистки ячеек сита виброударного грохота от «трудных» зерен при поддержании эффективного режима грохочения материала, является актуальным.

Целью данной работы является анализ влияния частоты колебаний и регулировочного зазора на характер движения рабочих элементов (сита, виброударной решетки) виброударного грохота. Практическим результатом работы являются рекомендации по подбору рациональной частоты колебаний и регулировочного зазора, обеспечивающих качественную очистку сита от застрявших частиц при поддержании высокой эффективности грохочения материала. Это позволит снизить трудозатраты и повысить производительность при пуско-наладочных работах, а также сократить вынужденные простои при эксплуатации виброударного грохота.

2. Методы

Решение задачи исследования параметров взаимодействия рабочих элементов вибро-

ударного грохота целесообразно решать методом математического моделирования [9, 11, 12]. Конструктивная схема виброударного грохота может быть представлена в виде трехмассовой механической системы с сосредоточенными массами и упругими и вязкими элементами. При движении системы действует два характерных интервала взаимодействия решетки и сита: интервал безударного движения решетки с ситом и интервал их движения в контакте после соударения.

На интервале безударного взаимодействия виброударной решетки и сита корпус грохота, решетка и сито на расчетной схеме отображены сосредоточенными массами m_1 , m_2 и m_3 (рис. 2).

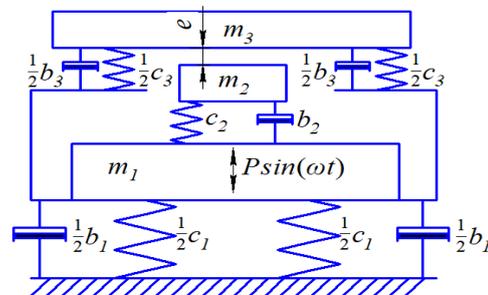


Рис. 2. Расчетная схема грохота для интервала безударного движения виброударной решетки и сита

Рассматриваются только вертикальные перемещения рабочих элементов грохота. Деформационные характеристики сита в поперечном направлении отображены упругим элементом с коэффициентом жесткости c_3 , опорные пружины грохота и пружины взаимодействия отображены упругими элементами с коэффициентами жесткости c_1 и c_2 . Соударения решетки с ситом отображаются законом абсолютно неупругого удара. Для учета действия диссипации при колебаниях рабочих элементов и для придания большей устойчивости численной процедуре решения уравнений движения механической системы в расчетную схему введены демпферы с коэффициентами вязкости b_1 , b_2 и b_3 . Между виброударной решеткой и ситом в статическом положении системы имеется зазор e . На корпус грохота со стороны вибровозбудителей действует вынуждающая сила $P \sin(\omega t)$ (где $\omega = \pi n/30$ (рад/с) – круговая частота ко-

лебаний; n – число оборотов вращения дебалансов вибровозбудителей в единицу времени), $P = Q \sin \beta$ – вертикальная компонента амплитудного значения вынуждающей силы $Q = M_{\text{деб}} \omega^2$; $M_{\text{деб}}$ – суммарный момент дебалансов вибровозбудителей, β – угол вибрации.

Уравнения движения элементов трехмассовой системы для интервала безударного движения виброударной решетки и сита, составленные на основе принципа Даламбера [13], имеют вид:

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_1 y_1 - c_2 (y_2 - y_1) - c_3 (y_3 - y_1) + b_1 \dot{y}_1 - b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - b_3 (\dot{y}_3 - \dot{y}_1) = P \sin(\omega t); \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + c_2 (y_2 - y_1) + b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) = 0; \quad (2)$$

$$m_3 \ddot{y}_3 + c_3 (y_3 - y_1) + b_3 (\dot{y}_3 - \dot{y}_1) = 0, \quad (3)$$

где y_1 , y_2 и y_3 – абсолютные вертикальные смещения масс m_1 , m_2 и m_3 из положений равновесия.

В правой части уравнений (1) – (3) отсутствуют постоянные величины, не зависящие от времени, поскольку они могут быть приняты нулевыми, как это следует из уравнений статического равновесия системы:

$$c_1 \Delta_1 + c_2 \Delta_2 + c_3 \Delta_3 - m_1 g = 0; \quad (4)$$

$$c_1 \Delta_1 - m_2 g = 0; \quad (5)$$

$$c_3 \Delta_3 - m_3 g = 0, \quad (6)$$

где Δ_1 , Δ_2 и Δ_3 – деформации пружин c_1 , c_2 и c_3 системы в положении статического равновесия, принимаемые положительными в случае поджатия; g – ускорение свободного падения.

Из уравнений (4) – (6) получаются выражения для вычисления деформаций Δ_i :

$$\Delta_1 = \frac{m_1 + m_2 + m_3}{c_1} g; \quad (7)$$

$$\Delta_2 = \frac{m_2}{c_2} g; \quad (8)$$

$$\Delta_3 = \frac{m_3}{c_3} g. \quad (9)$$

Момент соударения между виброударной решеткой и ситом определяется по условию равенства нулю расстояния между этими элементами:

$$y_2 - e - y_3 = 0. \quad (10)$$

Скорости виброударной решетки и сита до и после соударения определяются по закону сохранения импульса для абсолютно неупругого удара:

$$m_2 \dot{y}_2 + m_3 \dot{y}_3 = (m_2 + m_3) \dot{y}_{23}, \quad (11)$$

где \dot{y}_{23} – скорость совместного движения решетки m_2 с ситом m_3 после соударения.

Величина ударного импульса, передаваемого ситом со стороны виброударной решетки, зависит от разности скоростей до и после соударения:

$$S = m_3 (\dot{y}_{23} - \dot{y}_3). \quad (12)$$

С этого момента времени начинает действовать интервал движения решетки и сита в контакте, и расчетная схема изменяется (рис. 3).

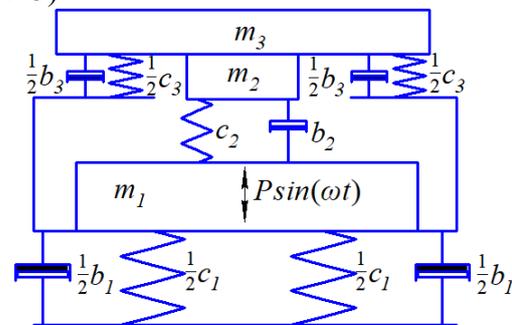


Рис. 3. Расчетная схема грохота для интервала движения виброударной решетки и сита в контакте

Колебания рабочих элементов грохота на новом интервале движения описываются уравнениями:

$$m_1 \ddot{y}'_1 + c_1 y'_1 - (c_2 + c_3)(y'_2 - y'_1) + b_1 \dot{y}'_1 - (b_2 + b_3)(\dot{y}'_2 - \dot{y}'_1) = P \sin(\omega t); \quad (13)$$

$$(m_2 + m_3) \ddot{y}'_2 + (c_2 + c_3)(y'_2 - y'_1) + (b_2 + b_3)(\dot{y}'_2 - \dot{y}'_1) = 0, \quad (14)$$

где y'_1 , y'_2 , y'_3 – абсолютные вертикальные смещения масс m_1 , m_2 и m_3 из новых положений равновесия с учетом рассмотрения масс m_2 и m_3 как одного целого. В этих уравнениях, как и ранее, не зависящие от времени слагаемые приняты нулевыми вследствие выполнения уравнений статического равновесия системы. Из этих уравнений получаются выражения для определения деформаций Δ'_1 , Δ'_2 , Δ'_3 пружин c_1 , c_2 , c_3 системы в положении статического равновесия:

$$\Delta'_1 = \frac{m_1 + m_2 + m_3}{c_1} g = \Delta_1; \quad (15)$$

$$\Delta'_2 = \frac{-(m_2 + m_3)g - c_3 e}{c_2}; \quad (16)$$

$$\Delta'_3 = \frac{-2m_2 g}{c_2} + \left(\frac{1}{c_3} - \frac{1}{c_2}\right)m_3 g + e\left(1 - \frac{c_3}{c_2}\right). \quad (17)$$

Координаты элементов системы на двух интервалах движения элементов связаны между собой через разность деформаций соответствующих пружин в положении статического равновесия системы:

$$y'_1 - \Delta'_1 = y_1 - \Delta_1; \quad (18)$$

$$y'_2 - \Delta'_2 = y_2 - \Delta_2; \quad (19)$$

$$y'_3 - \Delta'_3 = y_3 - \Delta_3. \quad (20)$$

Координата сита y'_3 с точностью до постоянной константы равна координате виброударной решетки y'_2 , поскольку оба элемента движутся как одно целое и связь между ними выражается через регулируемый зазор e и разность статических деформаций пружин c_2 и c_3 на двух интервалах движения:

$$y'_3 = y'_2 + \Delta_2 - \Delta'_2 + \Delta_3 - \Delta'_3 - e. \quad (21)$$

Движение виброударной решетки и сита в контакте завершается в тот момент, когда контактная сила между массами m_2 и m_3 обращается в нуль:

$$N_{23} = -m_2 \ddot{y}'_{23} - c_2 (y'_2 - y'_1 - \Delta'_2) - b_2 (\dot{y}'_2 - \dot{y}'_1) - m_2 g. \quad (22)$$

С этого момента вновь начинает действовать интервал безударного движения виброударной решетки и сита.

Для расчета параметров движения виброударных систем, к которым относится рассматриваемая система, широкое распространение получил метод припасовывания [10, 14], отличающийся сравнительной простотой и высокой эффективностью применения. Метод заключается в отыскании установившегося режима движения элементов системы при связывании между собой координат и скоростей соударяющихся звеньев системы на границах интервалов их безударного движения. При этом для отыскания движения элементов системы на каждом интервале часто применяется численный метод, например, метод Рунге-Кутты четвертого порядка точности [15].

В рассматриваемом случае при отыскании установившихся режимов движения рабочих элементов грохота методом припасовывания координаты корпуса грохота, решетки и сита на границах интервалов движения связываются по выражениям (18) - (20), а скорости на границах интервалов приравниваются. Исключение составляет момент соударения решетки и сита, когда соответствующие скорости определяются из формул (11) для закона абсолютно неупругого удара.

Решением уравнений движения для двух интервалов взаимодействия масс m_2 и m_3 рассчитываются параметры перемещения рабочих элементов грохота (перемещения, скорости и ускорения) и определяется влияние параметров режима работы (частоты колебаний ω и регулировочного зазора e) на передаваемый ситу со стороны решетки ударный импульс S и размах колебаний сита.

3. Результаты численного моделирования и их обсуждение

Исследование влияния частоты колебаний ω и регулировочного зазора e на характер движения элементов виброударного грохота выполняется методом численного моделирования с использованием специально разработанной программы в программном комплексе MatLab. Значения конструктивных и режимных параметров грохота для рассматриваемого численного примера приведены в табл. 1. Величина регулировочного зазора e подбирается в процессе расчета.

Расчет выполняется для наиболее эффективного для очистки сита режима противофазных колебаний виброударной решетки и сита для диапазона рабочих частот колебаний $\omega > 96,3$ рад/с. Этот диапазон соответствует зарезонансной области частот ω за второй собственной частотой колебаний k_2 механической системы, как это видно из амплитудно-частотных характеристик виброударной решетки и сита (рис. 4), построенным по уравнениям движения двухмассовой системы грохота без учета массы сита m_3 . Измеряемыми величинами являются величина ударного импульса S , определяемая расчетом по формуле (21) с использованием из-

меренных скоростей движения сита \dot{y}_3 и \dot{y}_{23} до и после соударения с решеткой (рис. 5), и размах колебаний сита R , определяемый как разность координат наиболее удаленных друг от друга точек закона перемещения сита (рис. 6, в).

Результаты расчета перемещений рабочих элементов грохота для диапазона частот колебаний $70 \text{ рад/с} < \omega < 160 \text{ рад/с}$ при значении зазора $e = 1,5 \text{ мм}$ показаны на рис. 6.

На представленных перемещениях наблюдается увеличение размахов сита и виб-

роударной решетки с уменьшением частоты колебаний (рис. 6, в и рис. 6, б), что объясняется увеличением их амплитуд колебаний с уменьшением частоты ω , наблюдаемым на амплитудно-частотных характеристиках (рис. 4). Вследствие этого ударный импульс R , передаваемый на сито, также возрастает при уменьшении ω . В момент соударения решетки с ситом направление движения последнего меняется на противоположное, и в период действия интервала движения решетки и сита в контакте $T_{\text{конт}}$ сито растягивается

Таблица 1

Расчетные конструктивные и режимные параметры виброударного грохота

Обозначение параметра											
m_1 , кг	m_2 , кг	m_3 , кг	c_1 , кН/м	c_2 , кН/м	c_3 , кН/м	P , кН	ω , рад/с	b_1 , кН·с/м	b_2 , кН·с/м	b_3 , кН·с/м	
880,0	180,0	20,5	300,0	1 380,1	807,5	25,0	125,7	3,6	2,091	4,8	

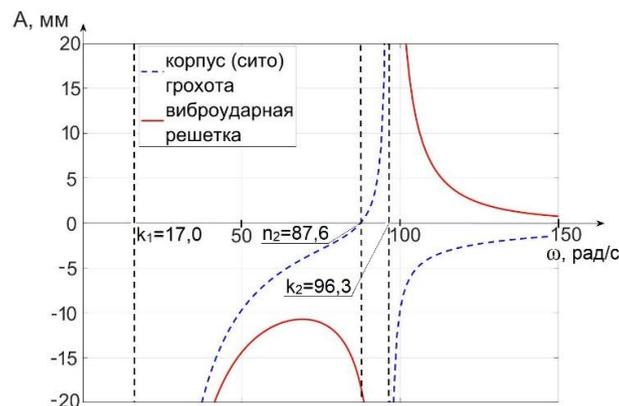


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики перемещений корпуса грохота m_1 и виброударной решетки m_2 (без учета массы сита m_3) для расчетных значений параметров системы: k_1, k_2 – собственные частоты колебаний системы; n_2 – парциальная частота колебаний решетки

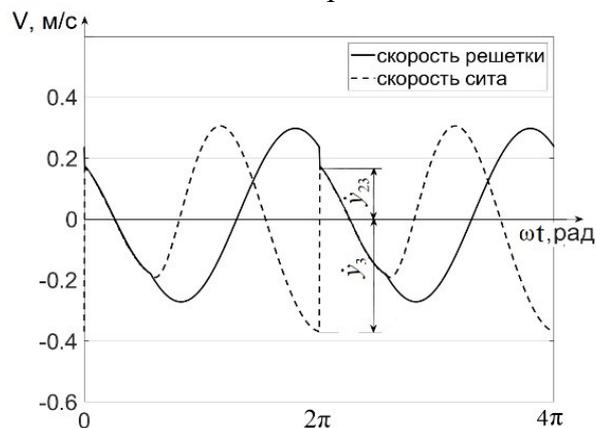


Рис. 5. Схема к измерению скоростей движения решетки и сита в момент соударения ($e=1,5 \text{ мм}$, $\omega = 120 \text{ рад/с}$)

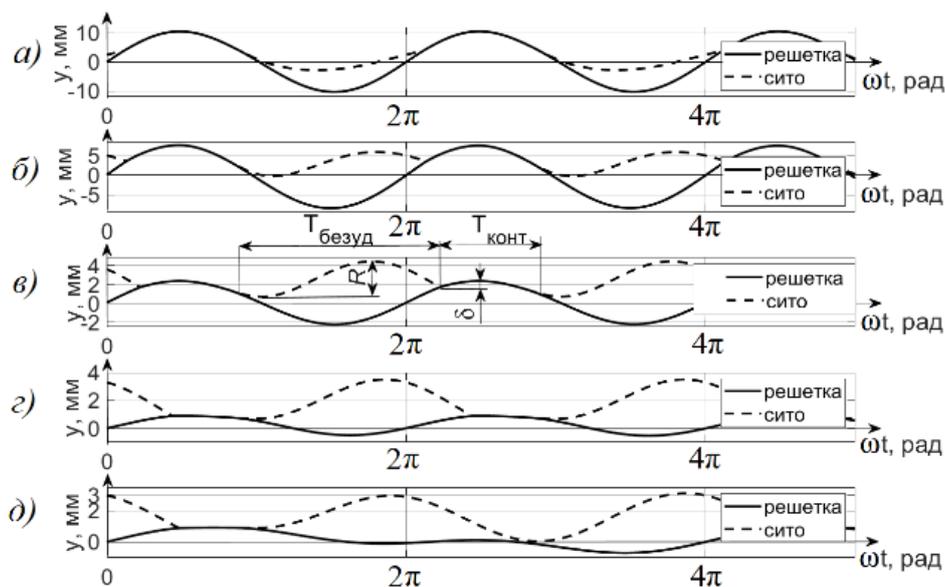


Рис. 6. Перемещения сита и виброударной решетки в противофазном режиме колебаний ($e = 1,5$ мм): а – $\omega = 70$ рад/с; б – $\omega = 105$ рад/с; в – $\omega = 120$ рад/с; г – $\omega = 140$ рад/с; д – $\omega = 160$ рад/с

на величину δ , измеряемую как разность координаты сита в верхней точке его перемещения на упомянутом интервале движения и его координаты в момент соударения (рис. 6, в). Величина растяжения сита также возрастает при уменьшении частоты колебаний. При этом закон движения ударника сохраняет форму, близкую к гармонической, поскольку ударное взаимодействие не меняет характера перемещения ударника из-за значительной разности масс ударника m_2 и сита m_3 . С уменьшения частоты колебаний менее величины $n_2 = 87,6$ рад/с (рис. 4) начинает действовать синфазный режим колебаний решетки и сита (рис. 6, а).

С увеличением частоты колебаний, наоборот, размах колебаний сита R и передаваемый ударный импульс S уменьшаются (рис. 6, в и рис. 6, г), а при значении частоты колебаний более $\omega = 148$ рад/с происходит качественное изменение законов движения обоих элементов, при котором период колебаний виброударной решетки и сита увеличивается в два раза: $T = 4\pi/\omega$ (рис. 6, д).

Отметим, что полученные расчетом колебания решетки и сита не являются строго противофазным из-за наличия в системе демпфирования, вносимого вязкими элемен-

тами b_1 , b_2 и b_3 , которые добавлены в расчетную схему (рис. 2) для придания устойчивости процедуре численного интегрирования уравнений движения.

Для получения регрессионных зависимостей влияния частоты колебаний на величину передаваемого ситом виброударного импульса и размаха колебаний сита выполняется отдельный вычислительный эксперимент с диапазоном изменения частоты колебаний $105 \text{ рад/с} < \omega < 145 \text{ рад/с}$ при интервале варьирования 5 рад/с . Погрешность при измерении величины ударного импульса составляет менее $0,6\%$, при измерении величины размаха колебаний сита – менее $0,8\%$. Параметры перемещения сита, полученные в результате проведения расчета, приведены в табл. 2 и на рис. 7.

Регрессионные зависимости передаваемого ситом ударного импульса и размаха колебаний сита ищутся в виде квадратичных моделей.

Уравнение регрессии для ударного импульса, передаваемого ситом при соударении с решеткой, имеет вид

$$S = 255,24 - 3,5242\omega + 0,012440\omega^2. \quad (23)$$

Условия проведения опытов и результаты вычислительного эксперимента по определению влияния частоты колебаний на передаваемый ситу ударный импульс и размах колебаний сита

№ опыта	ω , рад/с	S , кг·м/с	R , мм
1	105,0	22,73	6,09
2	110,0	17,92	5,46
3	115,0	14,17	4,35
4	120,0	11,11	3,74
5	125,0	9,04	3,35
6	130,0	7,65	3,10
7	135,0	6,62	2,93
8	140,0	5,80	2,80
9	145,0	5,39	2,64

Результаты статистической обработки экспериментальных данных показывают, что дисперсия адекватности составляет

$s_{ад}^2 = 0,143$ (при числе степеней свободы $f_1 = 6$), дисперсия воспроизводимости составляет $s_{\{y\}}^2 = 32,008$ (при числе степеней свободы $f_2 = 9$), расчетное значения критерия Фишера составляет $F = 0,004$, табличное значение критерия Фишера при 5% уровне значимости составляет $F_{табл} = 3,37$. Принятая квадратичная модель уравнения регрессии в рассмотренном интервале изменения параметра адекватна. Уравнение регрессии для размаха колебаний сита имеет вид

$$R = 55,0 - 0,7416\omega + 0,002629\omega^2. \quad (24)$$

Результаты статистической обработки экспериментальных данных показывают, что дисперсия адекватности составляет $s_{ад}^2 = 0,021$ (при числе степеней свободы $f_1 = 6$), дисперсия воспроизводимости состав-

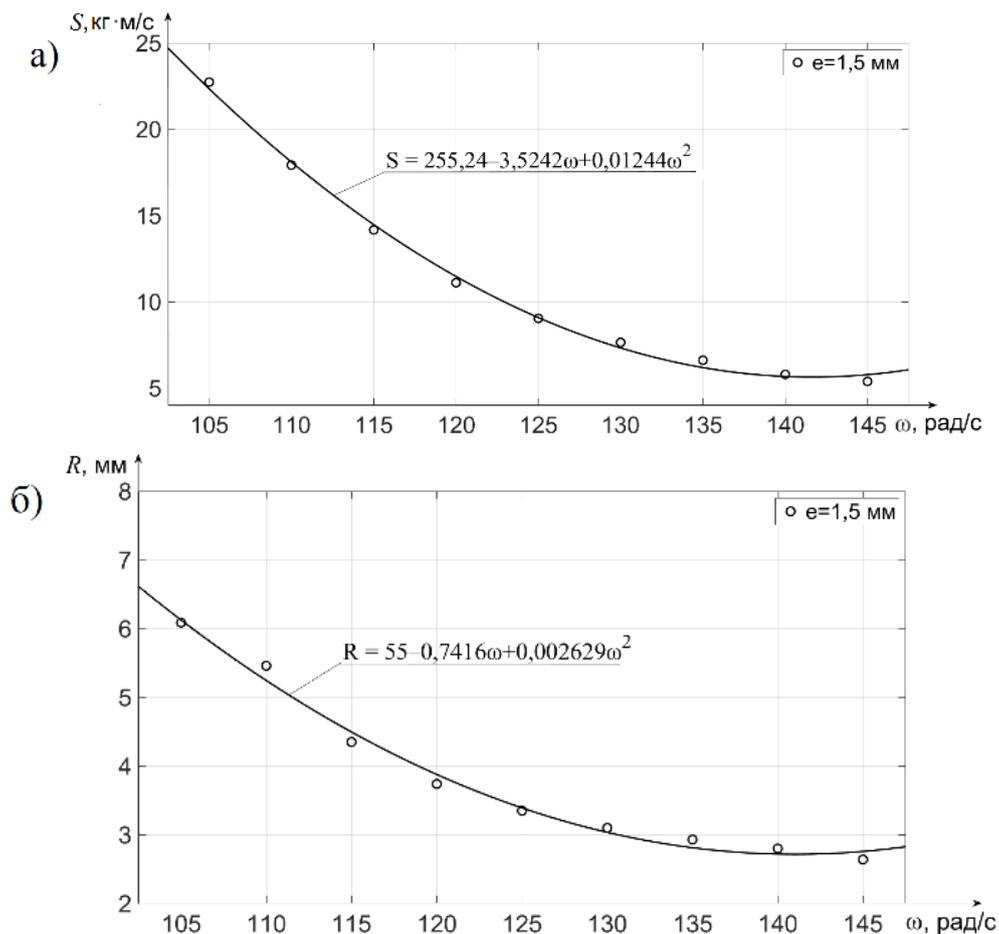


Рис. 7. Зависимости параметров взаимодействия сита и виброударной решетки в противофазном режиме от частоты колебаний: а – ударный импульс, передаваемый на сито; б – размах колебаний сита

ляет $s_{ад}^2 = 1,344$ (при числе степеней свободы $f_2 = 9$), расчетное значения критерия Фишера составляет $F = 0,016$, табличное значение критерия Фишера при 5% уровне значимости составляет $F_{табл} = 3,37$, принятая квадратичная модель уравнения регрессии в рассмотренном интервале изменения параметра адекватна.

Из полученных закономерностей видно, что с увеличением частоты колебаний одновременно уменьшается величина импульса, передаваемого сити при ударе, и размах колебаний сита.

Второй вычислительный эксперимент выполняется для оценки влияния зазора e на величину передаваемого сити ударного импульса S и размаха колебаний сита R в ударных режимах. Принято значение частоты колебаний $\omega = 120$ рад/с, величина зазора e варьируется в диапазоне от 0 до 5,5 мм при интервале варьирования 1,1 мм. В качестве нижней границы зазора выбрано значение $e = 0$, что соответствует касанию решетки и сита при статическом равновесии системы. Результаты обработки экспериментальных данных приведены в табл. 3 и на рис. 8.

Таблица 3

Условия проведения опытов и результаты вычислительного эксперимента по определению влияния частоты колебаний на величину передаваемого сити ударного импульса и размаха колебаний сита

№ опыта	e , мм	S , кг·м/с	R , мм
1	0	12,46	3,28
2	1,1	11,58	3,60
3	2,2	10,09	4,03
4	3,3	8,45	4,59
5	4,4	7,13	5,20
6	5,5	4,45	5,84

Уравнение регрессии для передаваемого сити ударного импульса имеет вид

$$S = 12,96 - 1,4302e. \quad (25)$$

Результаты статистической обработки экспериментальных данных показывают, что дисперсия адекватности составляет $s_{ад}^2 = 0,259$ (при числе степеней свободы $f_1 =$

4), дисперсия воспроизводимости составляет $s_{\{y\}}^2 = 8,869$ (при числе степеней свободы $f_2 = 6$), расчетное значения критерия Фишера составляет $F = 0,029$, табличное значение критерия Фишера при 5% уровне значимости составляет $F_{табл} = 4,53$. Принятая линейная модель уравнения регрессии в рассмотренном интервале изменения параметра адекватна.

Уравнение регрессии для размаха колебаний сита имеет вид

$$R = 3,13 + 0,4717e. \quad (26)$$

Результаты статистической обработки экспериментальных данных показывают, что дисперсия адекватности составляет $s_{ад}^2 = 0,017$ (при числе степеней свободы $f_1 = 6$), дисперсия воспроизводимости составляет $s_{\{y\}}^2 = 0,956$ (при числе степеней свободы $f_2 = 6$), расчетное значения критерия Фишера составляет $F = 0,018$, табличное значение критерия Фишера при 5% уровне значимости составляет $F_{табл} = 4,53$. Принятая линейная модель уравнения регрессии в рассмотренном интервале изменения параметра адекватна.

Результаты второго вычислительного эксперимента показывают, что при уменьшении величины регулировочного зазора e происходит монотонное уменьшение передаваемого сити ударного импульса и одновременно увеличение размаха колебаний сита (рис. 8). Данная зависимость объясняется тем, что при увеличении зазора e увеличивается расстояние между виброударной решеткой и ситом, что приводит к уменьшению деформаций растяжения сита при ударе δ и сокращению интервала движения решетки и сита в контакте $T_{конт}$ (рис. 6, в) вплоть до полного исчезновения ударных режимов в области значений регулировочного зазора $e > 5,5$ мм.

Анализ выполненного расчета для численного примера и регрессионных зависимостей (23)-(26) показывает, что с увеличением частоты колебаний ударный импульс, передаваемый на сито со стороны виброударной решетки, и величина размаха колебаний сита одновременно уменьшаются. При значениях

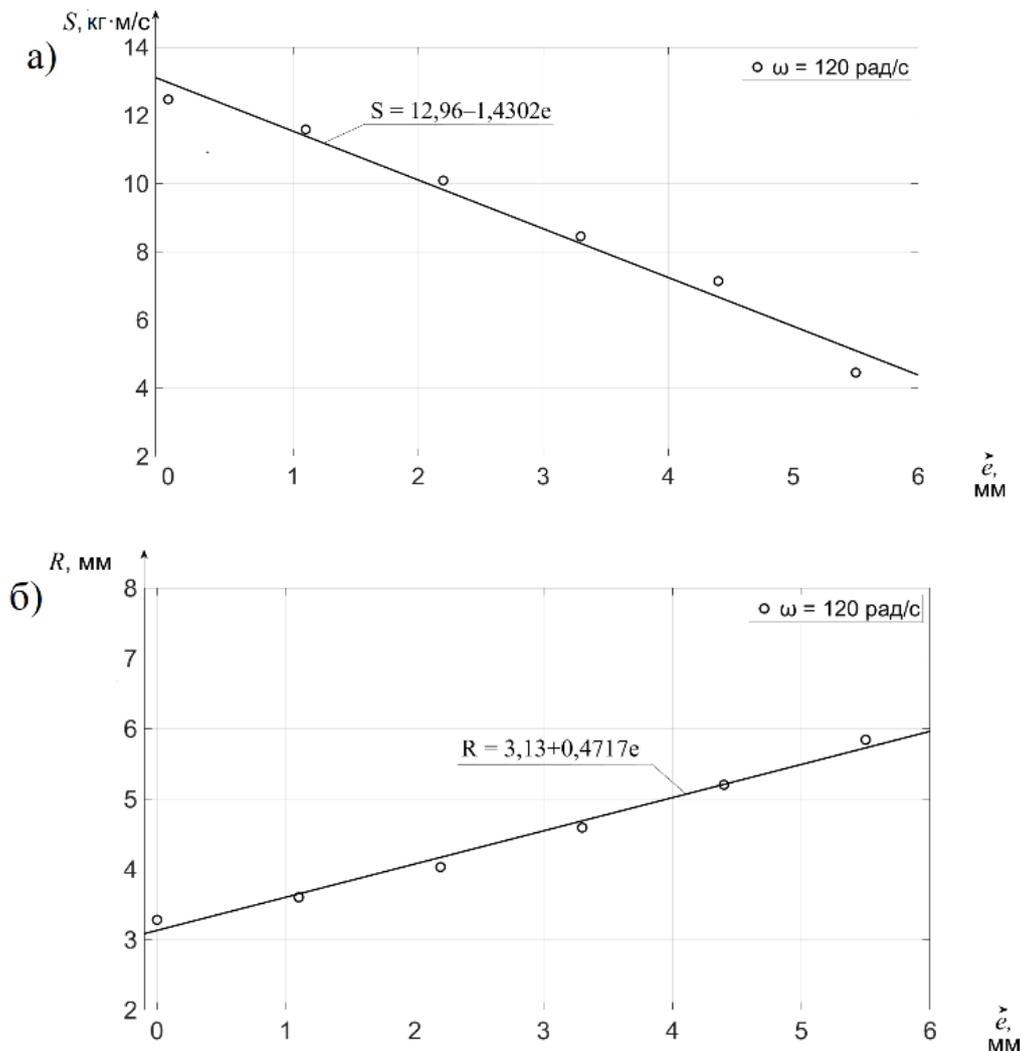


Рис. 8. Зависимость параметров взаимодействия сита и виброударной решетки в противофазном режиме от частоты колебаний: а – ударный импульс, передаваемый на сито; б – размах колебаний сита

рабочей частоты колебаний более верхней границы принятого диапазона удар по сити наносится через один период его колебаний. При значениях частоты менее нижней границы режим колебаний решетки и сита изменяется на синфазный. При увеличении регулировочного зазора передаваемый сити ударный импульс уменьшается, а размах колебаний сита, наоборот, увеличивается.

На основе полученных закономерностей взаимодействия рабочих элементов грохота рекомендуется производить настройку режимов работы грохота двумя способами.

Способ 1.

1. Установить величину регулировочного зазора между виброударной решеткой и ситом равным $e = 1,5$ мм.

2. Выбрать значение ударного импульса для обеспечения требуемой эффективности очистки сита от соударения с виброударной решеткой. Подобрать частоту колебаний ω по зависимости (23) для обеспечения заданной величины ударного импульса.

3. Выбрать значение размаха колебаний сита, обеспечивающего требуемые технологические параметры грохочения материала. Подстройкой регулировочного зазора e обеспечить выбранное значение размаха колебаний сита. При подстройке учитывать, что при увеличении зазора размах колебаний сита увеличивается, а при уменьшении, наоборот, снижается.

4. В случае, если после выполнения п. 3 значительно изменилась величина переда-

ваемого сити ударного импульса, подстройкой частоты колебаний обеспечить требуемое его значение.

Действия по п. 3 и 4 повторять до тех пор, пока не будет обеспечена необходимая точность заданных значений ударного импульса и размаха колебаний сита.

Способ 2.

1. Установить величину рабочей частоты колебаний грохота равной $\omega = 120$ рад/с.

2. Выбрать значение ударного импульса для обеспечения требуемой эффективности очистки сита от соударения с виброударной решеткой. Подобрать регулировочный зазор между виброударной решеткой и ситом по зависимости (25) для обеспечения заданной величины ударного импульса.

3. Выбрать значение размаха колебаний сита, обеспечивающего требуемые технологические параметры грохочения материала. Подстройкой частоты колебаний ω обеспечить выбранное значение размаха колебаний сита. При подстройке учитывать, что увеличение частоты колебаний приводит к увеличению размаха колебаний сита, а уменьшение, наоборот, к его снижению.

4. В случае, если после выполнения п. 3 значительно изменилась величина передаваемого сити ударного импульса, подстройкой регулировочного зазора e обеспечить требуемое его значение.

Действия по п. 3 и 4 повторять до тех пор, пока не будет обеспечена необходимая точность заданных значений ударного импульса и размаха колебаний сита.

Подбор рациональных режимных параметров грохота обоими способами выполняется итерационным методом.

4. Заключение

На основе применения метода математического моделирования получена модель процесса взаимодействия рабочих элементов

виброударного грохота и разработана программа для расчета параметров их перемещения. Применение численного моделирования позволило установить, что в противофазном режиме колебаний решетки и сита увеличение частоты колебаний снижает величину ударного импульса и размаха колебаний сита, а увеличение регулировочного зазора снижает ударный импульс и увеличивает размах колебаний сита. Полученные результаты объясняют ряд закономерностей поведения двухмассовой виброударной системы при изменении частоты колебаний и регулировочного зазора, таких как изменение параметров колебаний обеих масс в системе и качественное изменение режимов взаимодействия элементов системы. Это свидетельствует о возможности управления параметрами работы рассмотренной системы.

Выполненный вычислительный эксперимент для примера характеристик колебаний элементов виброударного грохота позволил получить адекватные уравнения регрессии передаваемого на сито ударного импульса и размаха его колебаний от частоты колебаний и величины регулировочного зазора. Предложены рекомендации по подбору итерационным методом частоты колебаний и регулировочного зазора для достижения выбранной величины ударного импульса и размаха колебаний сита. Подбор этих параметров позволит обеспечить эффективную очистку сита при заданном режиме его колебаний. Рекомендации могут быть применены при настройке режимов работы виброударного грохота при проведении пуско-наладочных работ и в процессе его эксплуатации.

Следует рекомендовать проведение дальнейших исследований закономерностей взаимодействия рабочих элементов грохота для синфазного режима колебаний виброударной решетки и сита.

Список литературы

1. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М.: Недра, 1986. 144 с.
2. Вибросито: пат. 140554 Рос. Федерация, МПК В07В 1/40 / Е.Л. Санников, С.А. Семанкин. № 07/868991, заявл. 04/15/1992; опубл. 08/03/1993. 11 с.
3. Грохот: пат. 2345847 Рос. Федерация, МПК В07В 1/54 / Л.А. Вайсберг, Л.П. Зарогатский, В.А. Трофимов. № 2007122240/03, заявл. 13.06.2007; опубл. 10.02.2009, Бюл. № 4. 6 с.
4. Classifying apparatus and method: патент США № 5232099, МПК В07В1/42, В07В1/48, В07В1/50, В07В1/28 / М.В. Маунард, Н. Bedford. № 07/868991, заявл. 14.15.1992; опубл. 08.03.1993.
5. Вайсберг Л.А., Картавый А.Н., Коровников А.Н. Просеивающие поверхности грохотов. СПб.: ВСЕГЕИ, 2005. 252 с.
6. Вибрационный грохот: а.с. 1146102 СССР, МПК В07В 1/40 / А.Г. Червоненко, А.А. Гольдин, Ю.В. Заболотный, В.П. Надутый. № 3573498, заявл. 05.04.1983; опубл. 23.03.1985, Бюл. № 11. 4 с.
7. Устройство для разделения сыпучих материалов по крупности: а.с. 1609437 СССР, МПК В07В 4/00 / В. Блахетта. № 4203826, заявл. 18.12.1986; опубл. 23.11.1990, Бюл. № 43. 7 с.
8. Виброударный грохот: пат. 210586 Рос. Федерация, МПК В07В 1/40 / С.А. Сизиков, В.С. Сизиков, С.В. Репин, А.П. Скрипилов. № 2021118793, заявл. 28.06.2021; опубл. 21.04.2022, Бюл. № 12. 2 с.
9. Надутый В.П., Лапшин Е.С., Шевченко А.И. Математическое моделирование виброударного движения просеивающей поверхности с учетом диссипации для повышения эффективности грохочения // Вібрації в техніці та технологіях. 2012. № 1(65). С. 106-109.
10. Скрипилов А.П. Теоретическое и экспериментальное исследования виброударного грохота для фракционирования песка // Вестник гражданских инженеров. 2013. № 5. С. 188-193.
11. Шевченко Г.А., Шевченко В.Г., Бобылев А.А. Вибрационные грохоты с поли-

References

1. Vaisberg L.A. *Proektirovanie i raschet vibratsionnykh grokhotov* [Design and calculation of vibration screens]. Moscow, Nedra, 1986. 144p. (In Russian)
2. Patent RU 140554. *Vibrosito* [Vibrating screen]. Sannikov E.L., Semankin S.A. Declared 04.15.1992. Published 08.03.1993. (In Russian)
3. Patent RU 2345847. *Grokhot* [Screen]. Vaisberg L.A., Zarogatskij L.P., Trofimov V.A. Declared 13.06.2007. Published 10.02.2009. (In Russian)
4. Patent US 5232099. *Classifying apparatus and method*. Maynard M.W., Bedford N. Declared 14.15.1992. Published 08.03.1993.
5. Vaisberg, L.A., Kartavyi A.N., Korovnikov A.N. *Proseivayushchie poverkhnosti grokhotov. Konstrutsii, materialy, opyt primeneniya* [Screens screening media. Design, materials, application experience]. Saint Petersburg, VSEGEI, 2005. 252 p. (In Russian)
6. Patent USSR 1146102. *Vibratsionnyy grokhot* [Vibrating screen]. Chervonenko A.G., Goldin A.A., Zabolotny Yu.V., Nadutyj V.P. Declared 05.04.1983. Published 23.03.1985. (In Russian)
7. Patent USSR 1609437. *Ustroystvo dlya razdeleniya syuchikh materialov po krupnosti* [Device for separating bulk materials by size]. Chervonenko, A.G., Goldin, A.A., Zabolotny, Y.V., Nadutyj, V.P. Declared 05.04.1983. Published 23.03.1985. (In Russian)
8. Patent USSR 1609437. *Ustroystvo dlya razdeleniya syuchikh materialov po krupnosti*. [Device bulk materials size classification]. Blahetta V. Declared 18.12.1986. Published 23.11.1990. (In Russian)
9. Nadutyj V.P., Lapshin E.S., Shevchenko A.I. *Matematicheskoe modelirovanie vibroudarnogo dvizheniya proseivayushchey poverkhnosti s uchetom dissipatsii dlya povysheniya effektivnosti grokhocheniya* // Вібрації в техніці та технологіях, 2012, No. 1(65), p. 106-109. (In Russian)
10. Skripilov A.P. *Teoreticheskoe i*

УДК (UDC) 625.768.1

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ
ГИДРОПНЕВМОАККУМУЛЯТОРА НА РАБОТУ УСТРОЙСТВА УПРАВЛЕНИЯ
ПОЛОЖЕНИЕМ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЩЁТКИ КОММУНАЛЬНОЙ МАШИНЫINVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF THE PARAMETERS OF A
HYDROPNEUMATIC ACCUMULATOR ON THE OPERATION OF THE DEVICE
FOR CONTROLLING THE POSITION OF A CYLINDRICAL BRUSH OF A
COMMUNAL MACHINEЦехош С.И., Журавский Б.В., Щербаков В.С.
Tsekhoosh S.I., Zhuravskiy B.V., Sherbakov V.S.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Статья посвящена актуальной проблеме повышения качества уборки дорог и тротуаров коммунальными машинами с щёточным рабочим оборудованием. Одним из основных параметров рабочего процесса коммунальной машины с щёточным рабочим оборудованием, определяющим эффективность очистки и ресурс щётки, является сила прижатия щётки к очищаемой поверхности. С целью обеспечения наивысшей эффективности процесса очистки при работе коммунальной машины требуется поддерживать определённое значение силы прижатия щётки. Во время работы коммунальной машины, оснащённой щёточным рабочим оборудованием с опорными катками, сила прижатия может значительно изменяться. Для поддержания необходимого значения силы прижатия щётки к очищаемой поверхности предлагается устройство управления положением щёточного рабочего оборудования с применением гидропневмоаккумулятора, соединённого со штоковой полостью штатного гидроцилиндра. Давление рабочей жидкости, создаваемое гидропневмоаккумулятором и действующее на поршень гидроцилиндра, создаёт силу, действующую на щёточное рабочее оборудование, что позволяет обеспечить необходимое усилие прижатия щётки к очищаемой поверхности. Показатели эффективности работы устройства управления положением щёточного рабочего оборудования зависят от выбранных значений конструктивных параметров его элементов, в том числе и от параметров гидропневмоаккумулятора. Получены зависимости отклонения силы прижатия щётки от требуемого значения при вертикальном перемещении щёточного рабочего оборудования от полезного объёма, начального давления зарядки и максимального давления гидропневмоаккумулятора. Рассмотрен способ снижения отклонения силы прижатия щётки от требуемого значения за счёт подключения к газовой полости гидропневмоаккумулятора дополнительного объёма.

Ключевые слова: коммунальная машина, гидропневмоаккумулятор, цилиндрическая щётка,

Abstract. The article is devoted to the actual problem of improving the quality of cleaning roads and sidewalks by communal machines with brush working equipment. One of the main parameters of the working process of a communal machine with brush working equipment, which determines the cleaning efficiency and brush life, is the brush pressing force against the surface to be cleaned. In order to ensure the highest efficiency of the cleaning process during the operation of the communal machine, it is required to maintain a certain value of the brush pressing force. During the operation of a communal machine equipped with brush implements with track rollers, the pressing force can vary significantly. To maintain the required value of the brush pressing force against the surface to be cleaned, a device for controlling the position of the brush working equipment using a hydropneumatic accumulator connected to the rod end of a standard hydraulic cylinder is proposed. The pressure of the working fluid created by the hydropneumatic accumulator and acting on the piston of the hydraulic cylinder creates a force acting on the brush working equipment, which makes it possible to provide the necessary force for pressing the brush to the surface to be cleaned. The performance indicators of the device for controlling the position of the brush working equipment depend on the selected values of the design parameters of its elements, including the parameters of the hydropneumatic accumulator. The dependences of the deviation of the brush pressing force from the required value during the vertical movement of the brush working equipment on the useful volume, the initial charging pressure and the maximum pressure of the hydropneumatic accumulator are obtained. A method is considered to reduce the deviation of the brush pressing force from the required value by connecting an additional volume to the gas cavity of the hydropneumatic accumulator.

Keywords: communal machine, hydropneumatic accumulator, cylindrical brush, control device, pressing

устройство управления, сила прижатия.

Дата принятия к публикации: 29.08.2022
Дата публикации: 25.09.2022

Сведения об авторах:

Цехош София Ивановна – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Инженерная педагогика», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: tsehosh.lyubov@yandex.ru.

ORCID: 0000-0002-4904-4173

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

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Журавский Борис Викторович – старший преподаватель кафедры «Эксплуатация и ремонт автомобилей», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: ra9meo@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-4516-2607

force.

Date of acceptance for publication: 29.08.2022
Date of publication: 25.09.2022

Authors' information:

Sofiya I. Tsekhosh – Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer at the Department of «Engineering Pedagogy», Siberian State Automobile and Highway University (SibADI),

e-mail: tsehosh.lyubov@yandex.ru.

ORCID: 0000-0002-4904-4173

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

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Boris V. Zhuravskiy – Senior Lecturer of the Department «Operation and Repair of Automobiles», Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), e-mail: ra9meo@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-4516-2607

1. Введение

Удаление загрязнений с поверхности автомобильных дорог и тротуаров проводится регулярно в течение всего года. Для выполнения данного вида работ используются коммунальные машины с различными типами щётчного рабочего оборудования. Наибольшее применение получили коммунальные машины, оснащенные щётчным рабочим оборудованием с цилиндрическими щётками [1, 2].

Как показали проведенные исследования [3, 4], эффективность работы и ресурс щётчного рабочего оборудования зависит от многих конструктивных и режимных параметров. Одним из наиболее значимых параметров является ширина пятна контакта цилиндрической щётки с очищаемой поверхностью [5, 6]. Для обеспечения наибольшей эффективности рабочего процесса коммунальной машины с щётчным рабочим оборудованием при приемлемой интенсивности износа ворса при работе нужно поддерживать определенное значение ширины пятна контакта щётки с поверхностью дороги [6, 7]. Значение ширины пятна контакта щётки с дорогой зависит от упругих свойств её ворсин и величины силы прижатия [8].

У большого числа моделей щётчного рабочего оборудования с цилиндрическими щётками сила прижатия и соответственно величина пятна контакта щётки с дорогой перед работой регулируется при помощи входящих в конструкцию опорных катков [8]. Опорные катки воспринимают часть силы тяжести, действующей на щётчное рабочее оборудование, при этом гидроцилиндр для подъема – опускания рабочего оборудования в работе не участвует (штоковая и поршневая полости через гидрораспределитель соединены со сливом). Применение опорных катков в составе щётчного рабочего оборудования не позволяет обеспечить стабилизацию силы прижатия и необходимые размеры ширины пятна контакта цилиндрической щётки при наличии неуправляемых перемещений щётки за счёт возмущающих воздействий со стороны микрорельефа очищаемой поверхности [9, 10], это приводит к снижению эффективности рабочего процесса коммунальной машины и уменьшению ресурса щётки [5, 8].

Поддержание необходимого значения ширины пятна контакта цилиндрической щётки с дорогой может быть обеспечено за счет применения устройства управления положением щётчного рабочего оборудования

с применением гидропневмоаккумулятора (рис.1) [11].

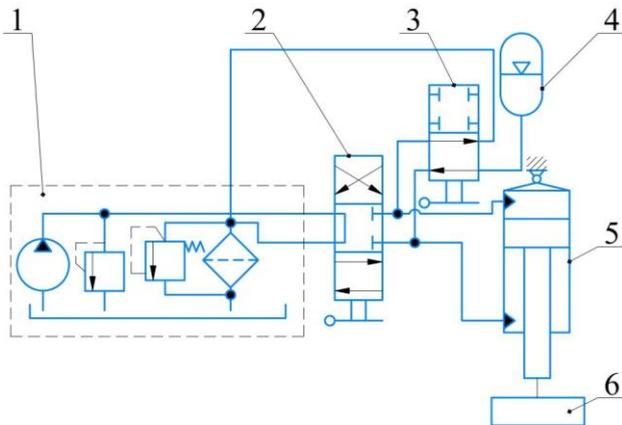


Рис. 1. Гидропривод устройства управления положением щёточного рабочего оборудования (1 – насосная станция; 2 – трехсекционный гидрораспределитель; 3 – двухсекционный гидрораспределитель; 4 – гидропневмоаккумулятор; 5 – гидроцилиндр; 6 – щёточное рабочее оборудование)

В предлагаемом устройстве управления гидропневмоаккумулятор во время работы коммунальной машины соединён со штоковой полостью гидроцилиндра подъема - опускания щёточного рабочего оборудования [12]. Давление рабочей жидкости, создаваемое гидропневмоаккумулятором и действующее на поршень гидроцилиндра, создаст силу, приложенную к щёточному рабочему оборудованию и действующую в направлении противоположном действию силы тяжести. Сила прижатия щётки к очищаемой поверхности будет равна разности силы тяжести, действующей на щёточное рабочее оборудование, и вертикальной составляющей силы, создаваемой гидроприводом и приложенной к щёточному рабочему оборудованию.

Рассмотрим случай наезда щеткой на выпуклость на очищаемой поверхности, при этом щёточное рабочее оборудование совершает вертикальное перемещение (рис. 2).

На рис. 2 используются следующие обозначения: ЩРО – щёточное рабочее оборудование) Z_{k1} ; Z_{k2} – положение поршня гидропневмоаккумулятора до и после наезда щёткой на выпуклость; P_{zna1} ; P_{zna2} – давление на выходе гидропневмоаккумулятора до и после

наезда щёткой на выпуклость; h_{um1} ; h_{um2} – положение штока гидроцилиндра до и после наезда щёткой на выпуклость; $Y_{цро1}$; $Y_{цро2}$ – вертикальная координата оси цилиндрической щетки до и после её наезда на выпуклость; F_{nod1} ; F_{nod2} – соответственно сила, действующая со стороны гидропривода до и после наезда щёткой на выпуклость; F_{np1} ; F_{np2} – сила прижатия щётки к очищаемой поверхности до и после наезда щёткой на выпуклость; $V_{км}$ – скорость движения коммунальной машины, $G_{цро}$ – сила тяжести, действующая на щёточное рабочее оборудование.

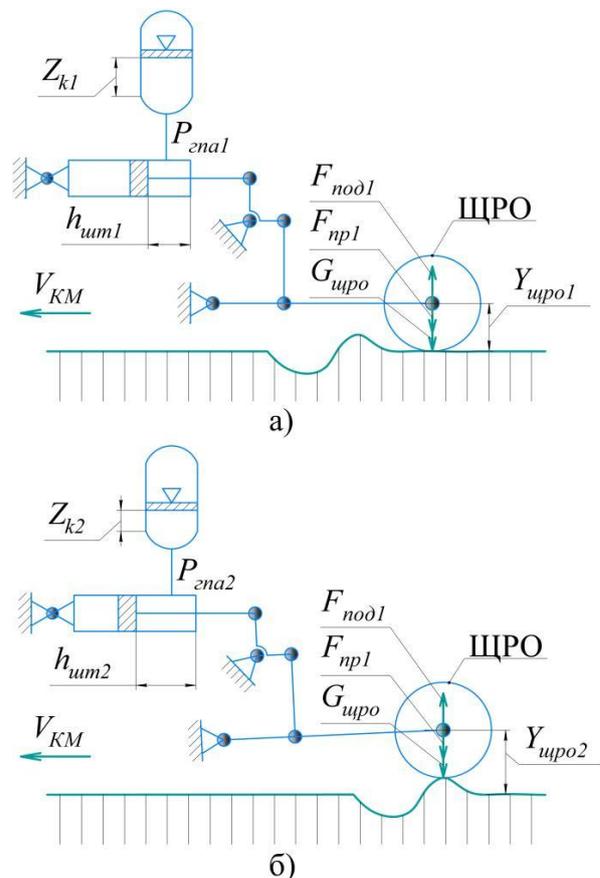


Рис. 2. Наезд щёткой на выпуклость на очищаемой поверхности при работе коммунальной машины: а, б – положение щёточного рабочего оборудования до и после наезда щёткой на выпуклость

При наезде щёткой на неровности очищаемой поверхности происходит вертикальное перемещение щёточного рабочего оборудования, в результате изменяется положение штока гидроцилиндра. При движении щёточного рабочего оборудования вниз шток гидроцилиндра выдвигается, рабочая жидкость

из штоковой полости вытесняется в гидропневмоаккумулятор, происходит его зарядка, объем газовой полости гидропневмоаккумулятора при этом уменьшается, давление возрастает. При движении щётчного рабочего оборудования вверх $Y_{црo1} < Y_{црo2}$ шток заходит в гидроцилиндр $h_{ум1} < h_{ум2}$, рабочая жидкость из гидропневмоаккумулятора направляется в штоковую полость гидроцилиндра, происходит разрядка аккумулятора, объем его газовой полости возрастает, давление в ней уменьшается $P_{зна1} > P_{зна2}$ (рис.1). Вертикальные перемещения щётчного рабочего оборудования приводят к изменению давления на выходе гидропневмоаккумулятора, при этом сила прижатия щётки к очищаемой поверхности будет меняться. При наезде щётки на выпуклость сила прижатия будет уменьшаться $F_{np1} > F_{np2}$, при наезде на выбоину – возрастать. Изменение силы прижатия щётки к очищаемой поверхности при вертикальных перемещениях щётчного рабочего оборудования может приводить к снижению показателей эффективности рабочего процесса коммунальной машины и будет зависеть от выбранных конструктивных параметров элементов устройства управления, в том числе и от параметров гидропневмоаккумулятора.

2. Постановка задачи

Целью данной статьи является получение зависимостей отклонения силы прижатия щётки от требуемого значения при вертикальных перемещениях щётчного рабочего оборудования, обусловленных наездом щётки на неровности очищаемой поверхности, от основных параметров гидропневмоаккумулятора.

Задачи исследования:

- 1) получение зависимости текущего положения поршня гидропневмоаккумулятора от давления;
- 2) получение зависимости отклонения силы прижатия щётки от требуемого значения при вертикальном перемещении щётчного рабочего оборудования от величины полезного объема гидропневмоаккумулятора;
- 3) получение зависимости отклонения силы прижатия щётки от величины вертикаль-

ного перемещения щётчного рабочего оборудования;

4) получение зависимости отклонения силы прижатия щётки при вертикальном перемещении щётчного рабочего оборудования от величин начального давления зарядки и максимального давления гидропневмоаккумулятора;

5) обоснование рационального соотношения дополнительного объема для газа и полезного объема гидропневмоаккумулятора.

3. Методика

В [12] приведены уравнения, выражающие зависимость текущего давления на выходе гидропневмоаккумулятора $P_{зна}$ от текущего положения поршня Z_k , а также зависимость текущего положения поршня гидропневмоаккумулятора от давления на его выходе:

$$P_{зна} = \frac{P_0 \cdot \left(L_a + \frac{L_a}{\sqrt[n]{\frac{P_{max}}{P_0} - 1}} \right)^n}{\left(L_a - Z_k + \frac{L_a}{\sqrt[n]{\frac{P_{max}}{P_0} - 1}} \right)^n}; \quad (1)$$

$$Z_k = \left(L_a + \frac{L_a}{\sqrt[n]{\frac{P_{max}}{P_0} - 1}} \right) \cdot \left(1 - \sqrt[n]{\frac{P_0}{P_{зна}}} \right), \quad (2)$$

где $P_{зна}$ – текущее давление на выходе гидропневмоаккумулятора, МПа; P_{max} – максимальное давление в гидропневмоаккумуляторе, МПа; L_a – полный ход поршня, м; Z_k – текущее положение поршня, м; L_0 – размер газовой полости, м; n – показатель политропы; P_0 – давление предварительной зарядки гидропневмоаккумулятора, МПа.

Объем рабочей жидкости, подаваемый гидропневмоаккумулятором в полость гидроцилиндра или выдавливаемый из нее, в

соответствии с рис. 1, можно определить при помощи зависимости [12]:

$$Q_{np} = Z_k \cdot \pi \cdot \frac{D_n^2}{4}, \quad (3)$$

где D_n – диаметр поршня гидропневмоаккумулятора, м.

Требуемое давление на выходе гидропневмоаккумулятора для получения необходимого усилия прижатия щётки к очищаемой поверхности можно рассчитать по формуле

$$P_{zna} = \frac{m_{щро} \cdot g \cdot F_{np} \cdot k_{nod}}{S_{ум} \cdot 10^6}, \quad (4)$$

где P_{zna} – давление на выходе гидропневмоаккумулятора, МПа; $m_{щро}$ – масса щёточного рабочего оборудования, кг; g – ускорение свободного падения, m/c^2 ; F_{np} – требуемое усилие прижатия щётки к очищаемой поверхности, Н; k_{nod} – передаточный коэффициент подвески щёточного рабочего оборудования; $S_{ум}$ – площадь поршня гидроцилиндра со стороны штоковой полости, m^2 .

Перемещение поршня гидропневмоаккумулятора при наезде щёткой на выпуклость на очищаемой поверхности можно найти по формуле

$$\Delta Z_k = \frac{\Delta Y_{щро} \cdot L_a \cdot S_{ум}}{k_{nod} \cdot \left(\frac{V_{zna}}{1000} \right)}, \quad (5)$$

где ΔZ_k – перемещение поршня, м; $\Delta Y_{щро}$ – вертикальное перемещение оси цилиндрической щётки, м; V_{zna} – полезный объём гидропневмоаккумулятора, л.

Новое положение поршня гидропневмоаккумулятора после его перемещения:

$$Z_{k\ now} = Z_k - \Delta Z_k, \quad (6)$$

где $Z_{k\ now}$ – положение поршня гидропневмоаккумулятора после вертикального перемещения щёточного рабочего оборудования, м; Z_k – первоначальное положение поршня гидропневмоаккумулятора при требуемом давлении на его выходе, м.

Для нового положения поршня $Z_{k\ now}$ рассчитывается давление на выходе гидропневмоаккумулятора $P_{zna\ now}$ по формуле (1). Далее определяется новое усилие прижатия по формуле

$$F_{np\ now} = m_{щро} \cdot g - \frac{P_{zna\ now} \cdot S_{ум} \cdot 10^6}{k_{nod}}, \quad (7)$$

где $F_{np\ now}$ – новое усилие прижатия, Н.

Изменение силы прижатия щётки к очищаемой поверхности при её наезде на выпуклость:

$$\Delta F_{np} = F_{np\ now} - F_{np}. \quad (8)$$

4. Результаты

Произведены необходимые расчеты и построены графические зависимости изменения силы прижатия цилиндрической щётки к очищаемой поверхности при вертикальном перемещении щёточного рабочего оборудования вследствие наезда щёткой на выпуклость от параметров гидропневмоаккумулятора. В качестве примера все расчеты произведены для щёточного рабочего оборудования модели МК-1, работающего в составе коммунальной машины на базе трактора МТЗ-82.1. В конструкцию рассмотренного щёточного рабочего оборудования входит цилиндрическая щётка номинальным диаметром $d_{щ} = 0,55$ м с ворсом из полимерного материала. Как показали результаты предыдущих исследований [8], рациональное усилие прижатия для рассмотренной неизношенной щётки составляет $F_{np} = 1427$ Н, при этом ширина пятна контакта щётки с очищаемой поверхностью $X_k = 0,1$ м [6, 8]. Рассчитанное по формуле 4 давление для обеспечения необходимой силы прижатия составило $P_{zna} = 3,3$ МПа. При расчетах износ щёточного ворса не учитывался.

Зависимость изменения усилия прижатия щётки к очищаемой поверхности ΔF_{np} от полезного объема гидропневмоаккумулятора V_{zna} для различных значений максимального давления на его выходе P_{max} при наезде щёткой на выпуклость и вертикальном перемещении щёточного рабочего оборудования $\Delta Y_{щро}$ показана на рис. 3. В данном случае при расчетах величина вертикального перемещения щёточного рабочего оборудования была принята равной $\Delta Y_{щро} = 0,1$ м, величина давления предварительной зарядки гидропневмоаккумулятора $P_0 = 2,5$ МПа.

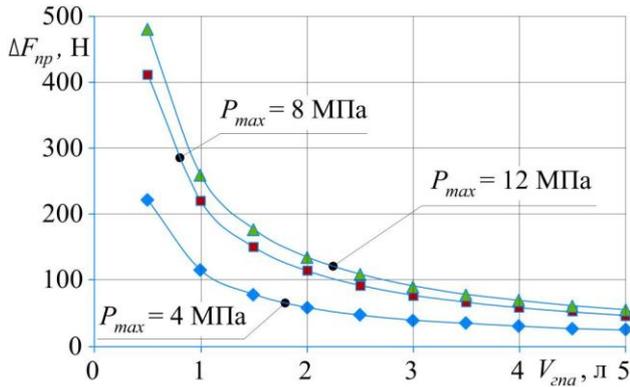


Рис. 3. Изменение усилия прижатия щётки к очищаемой поверхности от полезного объема гидропневмоаккумулятора для различных значений максимального давления на его выходе при вертикальном перемещении щёточного рабочего оборудования

Из графика видно, что с увеличением полезного объема гидропневмоаккумулятора V_{zna} отклонение силы прижатия щётки к очищаемой поверхности уменьшается ΔF_{np} . Так же видно, что на величину изменения силы прижатия оказывает влияние максимальное давление гидропневмоаккумулятора P_{max} . Чем меньше максимальное давление гидропневмоаккумулятора, тем меньше отклонение силы прижатия. С увеличением полезного объема гидропневмоаккумулятора влияние максимального давления на изменение усилия прижатия снижается. При этом следует отметить, что зависимости $\Delta F_{np} = f(V_{zna})$ нелинейны. С увеличением величины полезного объема гидропневмоаккумулятора, после достижения определенной величины объема, интенсивность уменьшения отклонения силы прижатия падает.

Зависимость изменения усилия прижатия щётки к очищаемой поверхности ΔF_{np} от величины вертикального перемещения щёточного рабочего оборудования $\Delta Y_{щро}$ при наезде щёткой на выпуклость для различных значений полезного объема гидропневмоаккумулятора V_{zna} показана на рис. 4. В данном случае при расчетах величина давления предварительной зарядки гидропневмоаккумулятора была принята $P_0 = 2,5$ МПа, величина максимального давления гидропневмоаккумулятора $P_{max} = 4$ МПа.

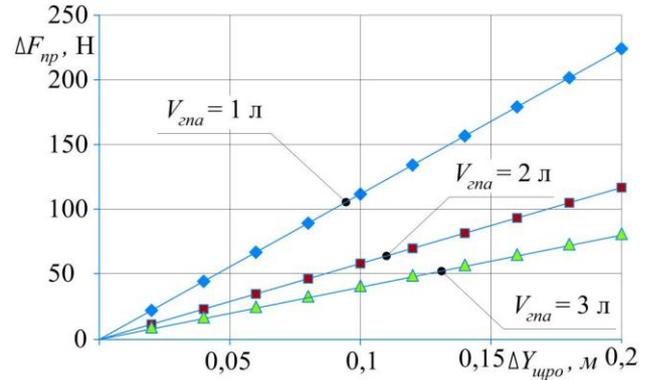


Рис. 4. Изменение усилия прижатия щётки к очищаемой поверхности от вертикального перемещения щёточного рабочего оборудования для различных значений полезного объема гидропневмоаккумулятора

Из графика видно, что с увеличением величины вертикального перемещения щёточного рабочего оборудования $Y_{щро}$ возрастает отклонение силы прижатия щётки к очищаемой поверхности ΔF_{np} . При этом с увеличением рабочего объема гидропневмоаккумулятора происходит снижение влияния вертикального перемещения щёточного рабочего оборудования на силу прижатия.

Зависимость изменения усилия прижатия щётки к очищаемой поверхности ΔF_{np} от величины давления предварительной зарядки P_0 при наезде щёткой на выпуклость и вертикальном перемещении щёточного рабочего оборудования для различных значений полезного объема гидропневмоаккумулятора V_{zna} показана на рис. 5. В данном случае при расчетах величина вертикального перемещения щёточного рабочего оборудования была принята равной $\Delta Y_{щро} = 0,1$ м, величина максимального давления гидропневмоаккумулятора $P_{max} = 4,0$ МПа.

Из графика видно, что с увеличением значения давления предварительной зарядки P_0 происходит снижение изменения усилия прижатия щётки к очищаемой поверхности ΔF_{np} . Зависимости $\Delta F_{np} = f(P_0)$ нелинейные. При этом с увеличением полезного объема гидропневмоаккумулятора V_{zna} происходит снижение влияния изменения давления предварительной зарядки на силу прижатия.

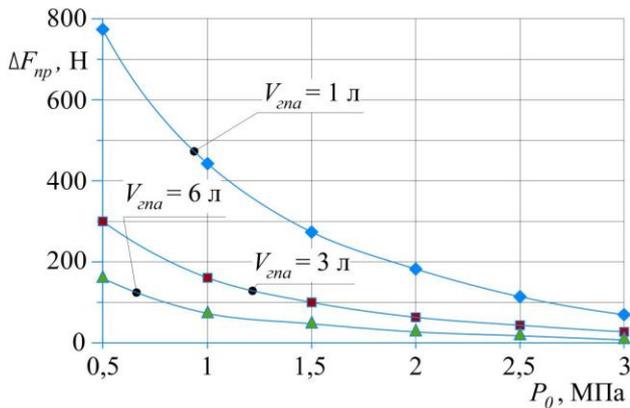


Рис. 5. Изменение усилия прижатия щётки к очищаемой поверхности от величины давления предварительной зарядки при наезде щёткой на выпуклость для различных значений объема гидропневмоаккумулятора

Зависимость изменения усилия прижатия щётки к очищаемой поверхности ΔF_{np} от величины максимального давления гидропневмоаккумулятора P_{max} при наезде щёткой на выпуклость и вертикальном перемещении щёточного рабочего оборудования для различных значений полезного объема гидропневмоаккумулятора V_{zna} показана на рис. 6. В данном случае при расчетах величина вертикального перемещения щёточного рабочего оборудования была принята равной $\Delta Y_{щро} = 0,1$ м, величина давления предварительной зарядки гидропневмоаккумулятора $P_0 = 2,5$ МПа.

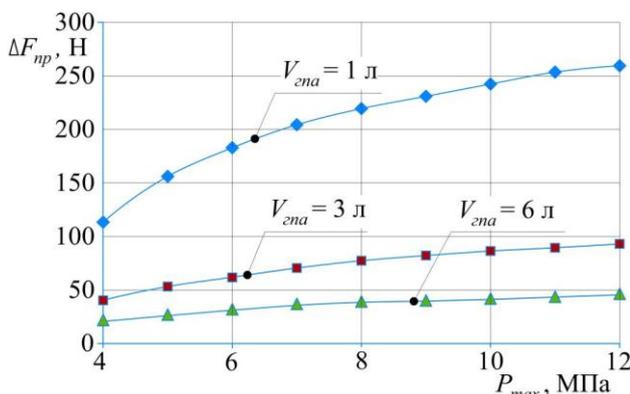


Рис. 6. Изменение усилия прижатия щётки к очищаемой поверхности от максимального давления гидропневмоаккумулятора при наезде щёткой на выпуклость для различных значений полезного объема гидропневмоаккумулятора

Из графика видно, что с увеличением значения максимального давления P_{max} происходит возрастание изменения усилия прижатия щётки к очищаемой поверхности ΔF_{np} . Зависимости $\Delta F_{np} = f(P_{max})$ нелинейные. При этом с увеличением полезного объема гидропневмоаккумулятора V_{zna} происходит снижение влияния изменения максимального давления на силу прижатия.

Исходя из полученной информации, можно сделать вывод, что для минимизации изменения усилия прижатия щётки при её наезде на неровности очищаемой поверхности можно увеличивать полезный объем гидропневмоаккумулятора V_{zna} , увеличивать давление предварительной зарядки гидропневмоаккумулятора P_0 , уменьшать максимальное давление гидропневмоаккумулятора P_{max} . При этом следует отметить, что с увеличением полезного объема гидропневмоаккумулятора происходит уменьшение влияния изменения P_0 и P_{max} на изменение силы прижатия щётки.

Увеличение полезного объема гидропневмоаккумулятора V_{zna} связано с увеличением его стоимости и массы, а так же объема рабочей жидкости в гидравлическом контуре. Увеличивать давление предварительной зарядки P_0 можно лишь до определенного предела, при котором во время работы устройства управления не будет происходить контакт поршня и крышки цилиндра гидропневмоаккумулятора. Уменьшить значение максимального давления гидропневмоаккумулятора P_{max} возможно за счет подключения к его газовой полости дополнительного объема $V_{дон}$ (рис. 7).

Для расчетной схемы (рис. 7) можно записать уравнения:

$$P_0 \cdot (V_{дон} + V_{газ} + V_{зна})^n = P_{max} \cdot (V_{дон} + V_{газ})^n; \quad (9)$$

$$\frac{P_{max}}{P_0} = \left(\frac{V_{дон} + V_{газ} + V_{зна}}{V_{дон} + V_{газ}} \right)^n; \quad (10)$$

$$\frac{P_{max}}{P_0} = \left(1 + \frac{V_{зна}}{V_{дон} + V_{газ}} \right)^n. \quad (11)$$

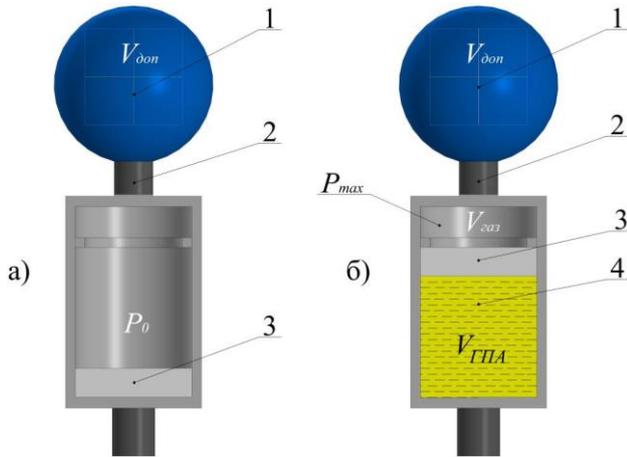


Рис. 7. Расчетная схема гидропневмоаккумулятора с дополнительным газовым объемом:

- а) гидропневмоаккумулятор в разряженном состоянии; б) гидропневмоаккумулятор в полностью заряженном состоянии
 (1 – дополнительная секция с газом;
 2 – штуцер; 3 – поршень;
 4 – рабочая жидкость)

$$\text{Обозначив } \frac{P_{max}}{P_0} = a, \frac{V_{don}}{V_{zna}} = b, \frac{V_{gaz}}{V_{zna}} = c,$$

уравнение (11) можно записать в виде:

$$a = \left(1 + \frac{1}{b+c}\right)^n. \quad (12)$$

Графическая зависимость $a = f(b)$, при разных значениях c приведена на рис. 8.

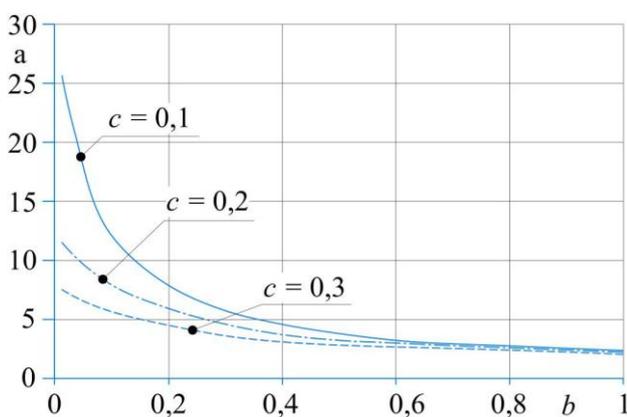


Рис.8. Зависимость $a = f(b)$, при разных значениях c

Из графика видно, что с увеличением значения коэффициента b происходит уменьшение величины коэффициента a . Так же видно, что на величину коэффициента a оказывает влияние значение коэффициента c .

Чем больше значение коэффициента c , тем меньше влияние коэффициента b на коэффициент a . Зависимости $a = f(b)$ нелинейные. С увеличением величины коэффициента b , после достижения им определенного значения, интенсивность уменьшения коэффициента a падает. Так при $c = 0,1$ после достижения значения коэффициента $b \approx 0,4$ при дальнейшем его увеличении, значение коэффициента a изменяется незначительно, т.е. в этом случае увеличивать объем дополнительной газовой полости V_{don} более чем 40% от полезного объема гидропневмоаккумулятора V_{zna} не рационально.

5. Заключение

В статье рассмотрено влияние основных параметров гидропневмоаккумулятора на величину изменения усилия прижатия цилиндрической щётки к очищаемой поверхности при изменении вертикальной координаты щёточного рабочего оборудования.

Получены графические зависимости отклонения силы прижатия щётки при вертикальном перемещении щёточного рабочего оборудования от величины полезного объема гидропневмоаккумулятора. С увеличением полезного объема гидропневмоаккумулятора отклонение силы прижатия щётки к очищаемой поверхности уменьшается.

Получены графические зависимости отклонения силы прижатия щётки от величины вертикального перемещения щёточного рабочего оборудования. С увеличением величины вертикального перемещения возрастает отклонение силы прижатия щётки к очищаемой поверхности.

Получены графические зависимости отклонения силы прижатия щётки при вертикальном перемещении щёточного рабочего оборудования от величин начального давления зарядки и максимального давления гидропневмоаккумулятора. С увеличением значения давления предварительной зарядки происходит снижение изменения усилия прижатия щётки к очищаемой поверхности. С увеличением значения максимального давления происходит возрастание изменения усилия прижатия щётки к очищаемой поверхности.

Для снижения изменения усилия прижатия щётки к очищаемой поверхности возможно уменьшить значение максимального давления гидropневмоаккумулятора за счет подключения к его газовой полости дополнительного объема. Получены графические зависимости отношения максимального давле-

ния к начальному давлению зарядки гидropневмоаккумулятора и отношения дополнительного газового объема к полезному объему. Обосновано рациональное соотношение дополнительного объема для газа и полезного объема гидropневмоаккумулятора.

Список литературы

1. Цехош С.И. Совершенствование системы управления коммунальной машины // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2018. Т.15. №2(60). С. 207-216.

2. Xue C., Hu Y. The main cleaning system design of garbage sweeper // *Advanced Materials Research*. 2014. Vol. 945-949. P. 257-260. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.945-949.257.

3. Yang Q.L., Zhou Y., Ying K.M., Li R.B., Wang X. Study on Cleaning Performantct of Small Road Sweeper Vehicle // *Proceedings of the 3 international conference on electrical, automation and mechanical engineering*. 2018. Vol. 127. P. 194–198. DOI: 10.2991/eame-18.2018.41.

4. Зедгенезов В.Г., Куксов М.П. Определение рациональных режимов работы малогабаритной коммунальной машины для летнего содержания дворовых территорий с использованием математического моделирования // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2015. № 3 (98). С. 44-49.

5. Лепеш А.Г. Функционирование и ресурс щеток коммунальной уборочной техники // Вестник Российской академии естественных наук. 2011. № 4. С. 128-130.

6. Лепеш, Г.В., Лепеш А.Г., Кузнецова А.Д. Обоснование выбора параметров рабочего процесса подметального агрегата коммунальной уборочной техники // Вестник Российской академии естественных наук. 2012. № 2. С. 192-194.

7. Tsekhosh S. I., Ignatov S. D., Demidenko A. I., Kvasov I. N. Increasing the life of the brush working equipment of a utility vehicle by using a device to control its position // *Journal of Physics: Conference Series: Elec-*

References

1. Tsekhosh S.I. Improving the control system of the communal machine. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta*, 2018, Vol. 15, No. 2(60), pp. 207-216. (In Russian)

2. Xue C., Hu Y. The main cleaning system design of garbage sweeper. *Advanced Materials Research*, 2014, Vol. 945-949, pp. 257-260. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.945-949.257

3. Yang Q.L., Zhou Y., Ying K.M., Li R.B., Wang X. Study on Cleaning Performantct of Small Road Sweeper Vehicle. *Proceedings of the 3 international conference on electrical, automation and mechanical engineering*, 2018, Vol. 127, pp. 194–198. DOI: 10.2991/eame-18.2018.41.

4. Zedgenizov V.G. Kuksov M.P. Determination of rational modes of operation of a small-sized communal machine for summer maintenance of yard areas using mathematical modeling. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2015, No. 3(98), pp. 44-49. (In Russian)

5. Lepesh A.G. Functioning and resource of brushes of municipal cleaning equipment. *Vestnik Rossiyskoy akademii yestestvennykh nauk*, 2011, No. 4, pp. 128-130. (In Russian)

6. Lepesh G.V., Lepesh A.G., Kuznetsova A.D. Justification of the choice of parameters of the working process of the sweeping unit of municipal cleaning equipment. *Vestnik Rossiyskoy akademii yestestvennykh nauk*, 2012, No. 2, pp. 192-194. (In Russian)

7. Tsekhosh S. I., Ignatov S. D., Demidenko A. I., Kvasov I. N. Increasing the life of the brush working equipment of a utility vehicle by using a device to control its position. *Journal of Physics: Conference Series: Electronic collection*, 2020, Vol. 1546, pp.

tronic collection. 2020. Vol. 1546. P. 012143
DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/ 012143

8. Цехош С.И., Журавский Б.В., Цехош П.И. Исследование влияния износа цилиндрической щётки на её упругую характеристику, на требуемое усилие прижатия и на давление на выходе гидропневмоаккумулятора устройства управления положением щеточного рабочего органа // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2021. Т. 18. № 1 (77). С. 106-119. DOI: 10.26518/2071-7296-2021-18-1-106-119

9. Tsekhosh S. I., Ignatov S. D., Zanin A.V., Kvasov I. N. Dynamics: of utility machines with brush-working equipment // Journal of Physics: Conference Series: Electronic collection. 2020. Vol. 1441. P. 012122. DOI:10.1088/1742-6596/1441/1/012122

10. Пат. 190156 Рос. Федерация: МПК F15B9/08. Коммунальная машина / Щербаков В.С., Игнатов С.Д., Цехош С.И. № 2018144870, заявл. 17.12.2018; опубл. 21.06.19. Бюл. № 18.

11. Пат. 207667 Рос. Федерация, МПК E01H 1/02. Коммунальная машина / Цехош С.И., Игнатов С.Д., Щербаков В.С. № 2021119383, заявл. 02.07.2021; опубл. 10.11.2021. Бюл. №31.

12. Журавский Б.В., Цехош П.И., Цехош С.И. Применение гидроаккумулятора в составе устройства управления положением щеточного рабочего оборудования коммунальной машины // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации. Сб. мат. VI Междунар. научно-практ. конф. Омск: СибАДИ, 2021. С. 67–71.

012143 DOI:10.1088/1742-6596/1546/1/012143

8. Tsekhosh S.I., Zhuravskiy B.V., Tsekhosh P.I. Investigation of the influence of wear of a cylindrical brush on its elastic characteristic, on the required pressing force and on the pressure at the outlet of the hydropneumatic accumulator of the device for controlling the position of the brush working body. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta*, 2021, Vol. 18, No. 1(77), pp. 106-119. DOI: [https://doi.org/ 10.26518/2071-7296-2021-18-1-106-119](https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-18-1-106-119) (In Russian)

9. Tsekhosh S. I., Ignatov S. D., Zanin A.V., Kvasov I. N. Dynamics: of utility machines with brush-working equipment. *Journal of Physics: Conference Series: Electronic collection*, 2020. Vol. 1441, pp. 012122. DOI:10.1088/1742-6596/1441/1/012122

10. Patent RU 190156. *Kommunalnaya mashina* [The communal machine]. Sherbakov V.S., Ignatov S.D., Tsekhosh S.I. Declared 17.12.2018. Published 21.06.2019. Bulletin No. 18. (In Russian)

11. Patent RU 207667. *Kommunalnaya mashina* [The communal machine]. Tsekhosh S.I., Ignatov S.D., Sherbakov V.S. Declared 02.07.2021. Published 10.11.2021. Bulletin No. 31. (In Russian)

12. Zhuravskiy B.V., Tsekhosh P.I., Tsekhosh S.I. The use of a hydraulic accumulator as part of a device for controlling the position of the brush working equipment of a communal machine. *Sbornik materialov 6 Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Ar-khitekturno-stroitelnyy i dorozhno-transport-nyy komplekсы: problemy, perspektivy, innovatsii* [Proceedings of the 6 International Scientific and Practical Conference]. Omsk, SibADI, 2021, pp. 67-71. (In Russian)

УДК (UDC) 62-311

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ ПЛУНЖЕРА
ЗОЛОТНИКА С МОДЕРНИЗИРОВАННЫМ ПРИВОДОМ

STUDY OF THE DYNAMIC BEHAVIOR OF A SPOOL WITH A MODERNIZED DRIVE

Свойкин А.О., Крауиньш П. Я.
Svoykin A.O., Krauinsh P.Ya.Национальный исследовательский Томский Политехнический университет (г. Томск, Россия)
National Research Tomsk Polytechnic University (Tomsk, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассматривается динамическое поведение плунжера золотника с модернизированным приводом. Модернизация привода состоит в замене электромагнита на шаговый двигатель с преобразованием вращательного движения, - с помощью винтовой пары, - в прямолинейное. Контакт между торцами винта и плунжера обеспечивается пружиной. Величина предварительного поджатия плунжера к торцу винта назначается исходя из гарантированной работы без потери контакта, благодаря чему плунжер практически не реагирует на возмущения и лишен колебательной составляющей при переходном процессе. В математическую модель включено влияние жидкостного трения и гидродинамической силы, возникающей при потере давления на распределителе 4 МПа. Исследование динамики плунжера заключается в ускоренном отводе винта, - который находится в силовом контакте с торцом золотника, - и определения предельных значений ускорения как функции силы предварительного поджатия.

Ключевые слова: пропорциональный клапан, гидравлический распределитель, гидродинамическая сила, золотниковая пара, динамика золотника.

Дата принятия к публикации: 15.09.2022
Дата публикации: 25.09.2022

Сведения об авторах:

Свойкин Андрей Олегович – аспирант, Национальный исследовательский Томский Политехнический университет, e-mail: svojkinao@ya.ru

Крауиньш Петр Янович – доктор технических наук, профессор, отделение машиностроения инженерной школы новых производственных технологий, Национальный исследовательский Томский Политехнический университет, e-mail: petrkrau@tpu.ru

Abstract. This article discusses the dynamic behavior of a spool plunger with a modernized drive. Modernization of the drive consists in replacing the electromagnet with a stepper motor with the transformation of rotational motion, - with the help of a screw pair, - into a rectilinear one. The contact between the ends of the screw and the plunger is provided by a spring. The value of the preliminary compression of the plunger to the end of the screw is assigned on the basis of guaranteed operation without loss of contact, due to which the plunger practically does not respond to disturbances and is devoid of an oscillatory component during the transient process. The mathematical model includes the influence of fluid friction and hydrodynamic force arising from pressure loss on the distributor 4 MPa. The study of the dynamics of the plunger consists in the accelerated retraction of the screw - which is in force contact with the end face of the spool - and the determination of the limit values of acceleration as a function of the preload force.

Keywords: proportional valve, hydraulic distributor, hydrodynamic force, spool pair, spool dynamics.

Date of acceptance for publication: 15.09.2022
Date of publication: 25.09.2022

Authors' information:

Andrey O. Svojkinao - postgraduate student, National Research Tomsk Polytechnic University, e-mail: svojkinao@ya.ru

Petr Ya. Krauinsh - Doctor of Technical Sciences, Professor, Mechanical Engineering School of New Production Technologies, National Research Tomsk Polytechnic University, e-mail: petrkrau@tpu.ru

1. Введение

Широко известны пропорциональные гидравлические распределители с управле-

нием от пропорционального электромагнита. Несмотря на более высокую стоимость, в сравнении с дискретными, пропорциональные распределители демонстрируют тенден-

цию к расширению применяемости [1]. Положение золотника в таких распределителях зависит от баланса сил, действующих на него со стороны потока жидкости $F_{гд}$, со стороны толкателя $F_{упр}$, центрирующих пружин F_c и от динамики самого золотника: $F_{ин}$ и F_α (Рис. 1) [2]. Гидродинамическая сила $F_{гд}(Q)$ является функцией расхода, т.е. перепада давления на кромках золотника; перепад, в свою очередь, зависит от нагрузки, т.е. в общем случае является случайной функцией. Таким образом, баланс сил зависит от случайной функции $F_{гд}(Q)$, что не дает возможности однозначного задания положения золотника как функции управляющего сигнала $x(I)$, где I – сила тока, подводимого к электромагниту.

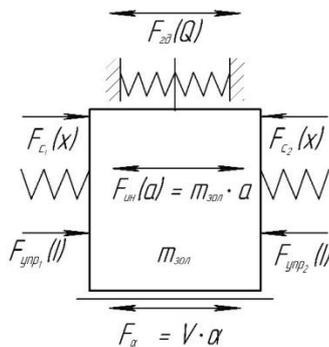


Рис. 1. Расчетная силовая схема золотника распределителя

Отклонение фактической величины нагрузки от ее математического ожидания является возмущением. Для уменьшения влияния возмущающих сил на положение золотника стремятся установить максимально жесткие пружины, что приводит к увеличению требуемой мощности электромагнита и увеличению колебательности распределителя как динамического звена. Из вышесказанного вытекает ограничение применения однокаскадных гидравлических распределителей с электромагнитным управлением (Рис. 2. Условная схема распределителя с электромагнитным управление условным проходом $D_N = 10$ мм [3]).

В случае большего условного прохода, для управления положением золотника применяется гидравлическое управление (Рис. 3), что требует наличия пилотного каскада.

В обоих случаях управление распределителем характеризуется невысокой точностью, что требует введения датчиков положения, но

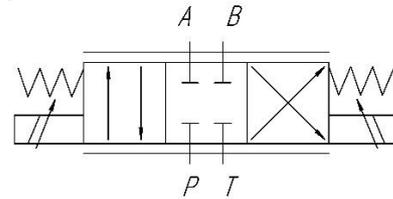


Рис. 2. Условная схема распределителя с электромагнитным управлением

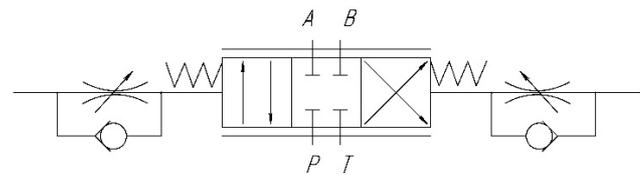


Рис. 3. Условная схема распределителя с гидравлическим управлением

так как, с точки зрения теории автоматического управления, гидравлический распределитель представляет собой колебательное звено [4], то всегда имеет место перерегулирование и переходный колебательный процесс. Из вышесказанного следует, что для повышения точности управления нужно исключить силовую зависимость положения золотника, т.е., иными словами, перейти от силового управления к координатному.

В работе [5] авторы спроектировали и проанализировали зубчато-реечный привод с двигателем BLDC (Рис. 4). В качестве выявленных преимуществ были подмечены такие, как: увеличение точности (разрешение до 7 мкм), отсутствие перерегулирования, скорость золотника до 80 мм/с, гибкость при задании законов движения, возможность коррекции характеристик распределителя без изменения формы золотника.

Была предпринята попытка перехода от силового управления к координатному путем изменения конструкции привода движения плунжера и исследована динамика распределителя. По итогам исследования были получены положительные результаты.

Целью данной статьи является построение математической модели гидрораспределителя и исследование динамического поведения плунжера золотника с модернизированным приводом.

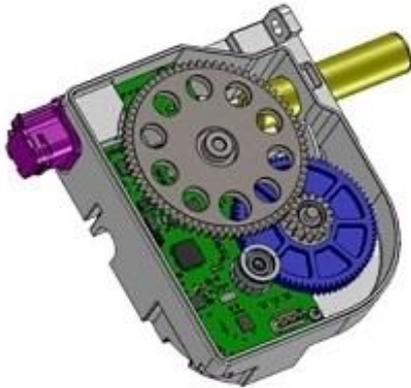


Рис. 4. Зубчато-реечный привод гидравлического распределителя фирмы «Sonceboz», Швейцария

2. Математическая модель

В работе рассматривается конструкция гидравлического распределителя, в которой золотник приводится в движение посредством винта, выполняющего роль толкателя. На Рис. 5 изображена условная схема распределителя, который состоит из двигателя, вал которого соединен, - посредством подвижной муфты, - с винтом. Винт, вращаясь в неподвижной гайке, получает прямолинейную составляющую движения, перемещая таким образом золотник в необходимое положение. Контакт между левым торцом золотника и винтом обеспечивается за счет усилия предвартительного поджатия пружиной.

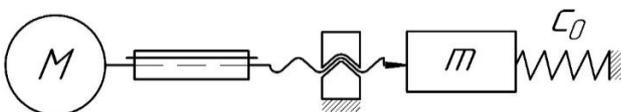


Рис. 5. Условная кинематическая схема гидравлического распределителя

На Рис. 6 рассмотрим динамическую схему модернизированного привода золотника.

Допустим, что гайка является абсолютно жесткой, а угол подъема ее витков таков, что всегда обеспечивается самоторможение. Эти допущения позволяют нам рассматривать в силовом анализе только правую, по отношению к гайке, часть механизма (Рис. 5). Между левым торцом золотника и правым тор-

цом винта введем пружину контактной жесткости c_{12} . Массу золотника обозначим m ; жесткость пружины, связанной с правым

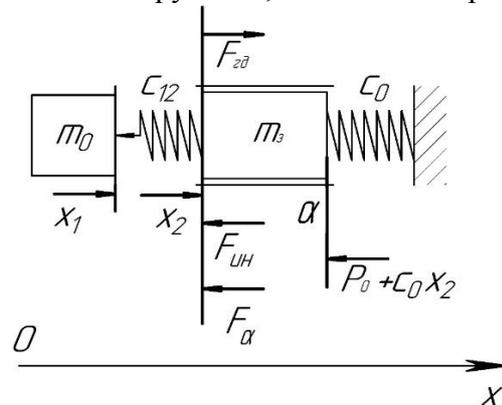


Рис. 6. Динамическая схема золотниковой пары с модернизированным приводом

торцом золотника - c_0 , координату правого торца винта обозначим x_1 , координату левого торца золотника - x_2 . Гидродинамическую силу обозначим $F_{гд}$. Сила P_0 соответствует деформации пружины c_0 в нейтральном положении золотника. Совместим нейтральное положение плунжера и ноль оси X . Направление скорости предположим положительное. Так как в золотниковой паре учитывается только трение, зависящее от скорости, а гидродинамическая сила в нейтральном положении равна нулю, то в нейтральном положении силы сжатия пружин c_0 и c_{12} равны между собой. Во всех остальных положениях плунжера такое равенство не может иметь место. Примем массу винта $m_0 = 0$.

Как видно из Рис. 6, левый торец пружины c_{12} свободно опирается на торец винта. Этот момент соответствует тому, что замыкание между торцом винта и торцом золотника силовое. Стоит отметить, что изображенное на Рис. 6 взаимное расположение координат x_1 и x_2 соответствует разрыву контакта между торцами винта и золотника. При наличии силового контакта должно выполняться неравенство $x_1 > x_2$, т.е. должно иметь место проникновение, величина которого может быть рассчитана по формуле Герца:

$$h = \frac{2/3 \sqrt{F \cdot R \cdot \frac{3}{4} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}}{R}, \quad (1)$$

где h - глубина проникновения, м; F - суммарное усилие сжатия, Н; R - приведенный радиус кривизны, м; μ_1 - коэффициент Пуассона материала наконечника винта; μ_2 - коэффициент Пуассона материала плунжера золотника; E_1 - модуль Юнга материала наконечника винта, Па; E_2 - модуль Юнга материала плунжера золотника, Па.

На Рис. 7 изображено место контакта сферического наконечника винта с торцом плунжера золотника. При $\mu_1 = 0.25$, $\mu_2 = 0.25$, $E_1 = 2 \cdot 10^{11}$ Па, $E_2 = 2 \cdot 10^{11}$ Па, $R = 0.002$ м, $F = 50$ Н по формуле (1): $h \approx 3.8$ мкм. При силе $F = 20$ Н: $h \approx 2.7$ мкм. Линеаризовав жесткость на участке $20 < F < 50$, получим: $c_{12} = 2.7 \cdot 10^7$ Н/м.

Очевидно, увеличивая приведенный радиус кривизны можно уменьшить глубину проникновения, т.е. увеличить жесткость пружины c_{12} , тем самым, с одной стороны, сократив погрешность управления, но, - с другой стороны, - сделав корни характеристического уравнения более мнимыми. Таким образом мы получим более точное управление, но с более продолжительным затухающим колебанием переходного процесса. В вышеизложенных рассуждениях мы не учитываем трение в зоне контакта, которое при увеличении приведенного радиуса, - очевидно, - увеличится.

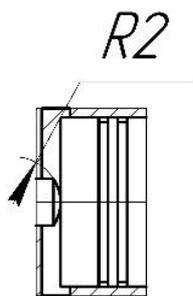


Рис. 7. Иллюстрация к расчету жесткости контакта по формуле Герца

На Рис. 8 изображена структурная схема гидрораспределителя.

Представим описание модели в аналитическом виде в соответствии со схемой:

$$m \frac{dv_2}{dt} = (x_1 - x_2)c_{12} + F_{ГД} - P_0 - x_2 c_0 - F_\alpha \quad (2)$$

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{(x_1 - x_2)c_{12} + F_{ГД} - P_0 - x_2 c_0 - F_\alpha}{m} \quad (3)$$

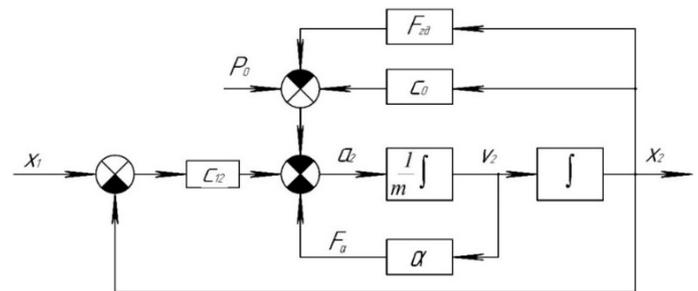


Рис. 8. Структурная схема распределителя

3. Силы сопротивления

Известно, что поверхности втулки и золотника смазываются рабочей жидкостью и на их ювенильных поверхностях образуется граничный слой [6]. Образование этого слоя происходит в результате статистического преобладания во времени неупругих соударений молекул жидкости. Свойства граничного слоя ближе к твердой фазе, поэтому фактический зазор между поверхностями всегда меньше ювенильных (десятые доли мкм).

Из-за гравитации и составляющей гидродинамической силы, направленной перпендикулярно оси золотника, последний всегда образует пятно контакта со втулкой [7] и при движении возникают дополнительные силы трения: как зависящие от скорости, так и независящие. Этими факторами в данной работе пренебрегли.

4. Исследование динамического поведения плунжера

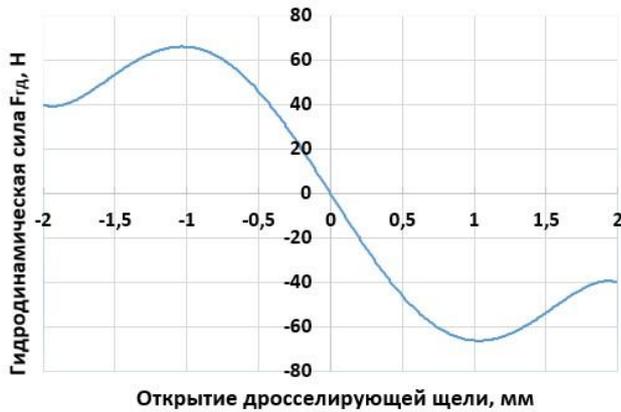
4.1. Постановка эксперимента

Из работы [8] была использована функциональную зависимость (в табличном виде) гидродинамической силы от положения плунжера для модернизированной золотниковой пары $F_{ГД1}(x_2)$, интерполируем значения и график представим на Рис. 9.

Исследование будет проведено для золотниковой пары с гильзой с прямоугольными окнами, показанной на Рис. 10 при следующих параметрах:

- масса плунжера золотника $m = 0.111$ кг,
- жесткость пружины $c_0 = 1310$ Н/м,

- коэффициент жидкостного трения $\alpha = 26 \text{ кг/с}$,



Открытие дросселирующей щели, мм
 Рис. 9. График зависимости гидродинамической силы от положения плунжера золотника $F_{гд1}$

- модуль Юнга материала винта $E_1 = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$,
- модуль Юнга материала плунжера $E_2 = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$,
- коэффициент Пуассона материала винта $\mu_1 = 0.25$,
- коэффициент Пуассона материала плунжера $\mu_2 = 0.25$,
- радиус наконечника винта (Рис. 7) $R = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$,
- перепад давления на распределителе $\Delta p_{P-A-B-T} = 4 \text{ МПа}$,
- рабочая жидкость – масло И40А,
- нормальные условия окружающей среды.

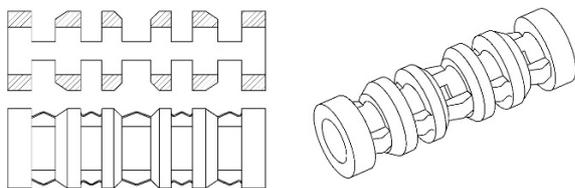


Рис. 10. Стандартная гильза

4.2 Исследование динамического поведения плунжера золотниковой пары

Было исследовано поведение плунжера стандартной золотниковой пары при различных значениях усилия поджатия и начальных условий и определено, при каком ускорении отвода происходит отрыв винта от

торца золотника. Математическое моделирование выполнено в среде Mathcad 15.

Исследование динамического поведения плунжера золотниковой пары при отводе винта из крайне правого положения: $x_2 = 2 \text{ мм}$. На Рис. 11 изображен гидравлический распределитель с установленным плунжером в крайнем правом положении. В системе координат, в которой строилась математическая модель, данное положение соответствует $x_2 = 2 \text{ мм}$. Придадим винту ускорение отвода влево, и отследим динамику плунжера до момента, когда он пройдет через точку $x_2 = -2 \text{ мм}$.

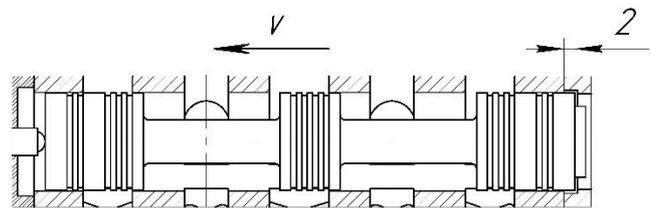


Рис. 11. Распределитель с крайним правым положением золотника

По формуле Герца (1), при усилии предварительного поджатия $P_0 = 50 \text{ Н}$, определим глубину проникновения в статичном крайнем правом положении: $h \approx 5.75 \text{ мкм} = x_1 - x_2$. Положительным приращением глубины проникновения от изменения сил в динамике будем пренебрегать: отслеживаемым событием будет факт наступления $(x_1 - x_2)c_{12} \leq 0$. Далее заметим, что при предельно быстром (на границе потери контакта) отводе винта влево $(x_1 - x_2)c_{12} \rightarrow 0$, тогда ускорение, которое способен развить плунжер, следуя за винтом

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{F_{гд} - P_0 - x_2 c_0 - F_\alpha}{m}$$

Значение $F_{гд}$ находится из графика на Рис. 9.

Ниже (Рис. 12 и 13) представлены графики при ускорении $\frac{dx_1}{dt} = -562 \text{ м/с}^2$. В момент начала движения, первые 0.00158 с , гидродинамическая сила начинает возрастать (по абсолютному значению) и увеличивает усилие прижатия, несмотря на уменьшение сжатия пружины c_0 и нарастающей силы скоростного сопротивления. В момент времени $t \approx 0.00233 \text{ с}$ плунжер переходит через

нейтральное положение, ускорение a_2 меняет знак: начинается замедление плунжера с максимальной скорости $|v_2| \approx 1.586$ м/сек, несмотря на это сила прижатия начинает уменьшаться лишь при $t \approx 0.0027$ с ($\frac{d(x_1-x_2)}{dt} = 0$). К моменту прохождения полного хода ($t \approx 0.00378$ с) разница $(x_1 - x_2) \rightarrow 0$, что говорит о выборе ускорения на предельном значении.

Максимально развиваемая скорость плунжера $v_2 \approx 1.586$ м/с (при шаге винта $P = 0.5$ мм), требует частоты вращения вала двигателя: $n = 190320$ об/мин, или (при полно-шаговом режиме) частоту подачи импульсов на обмотки шагового двигателя $f \approx 634$ кГц, что является технически нереализуемым.

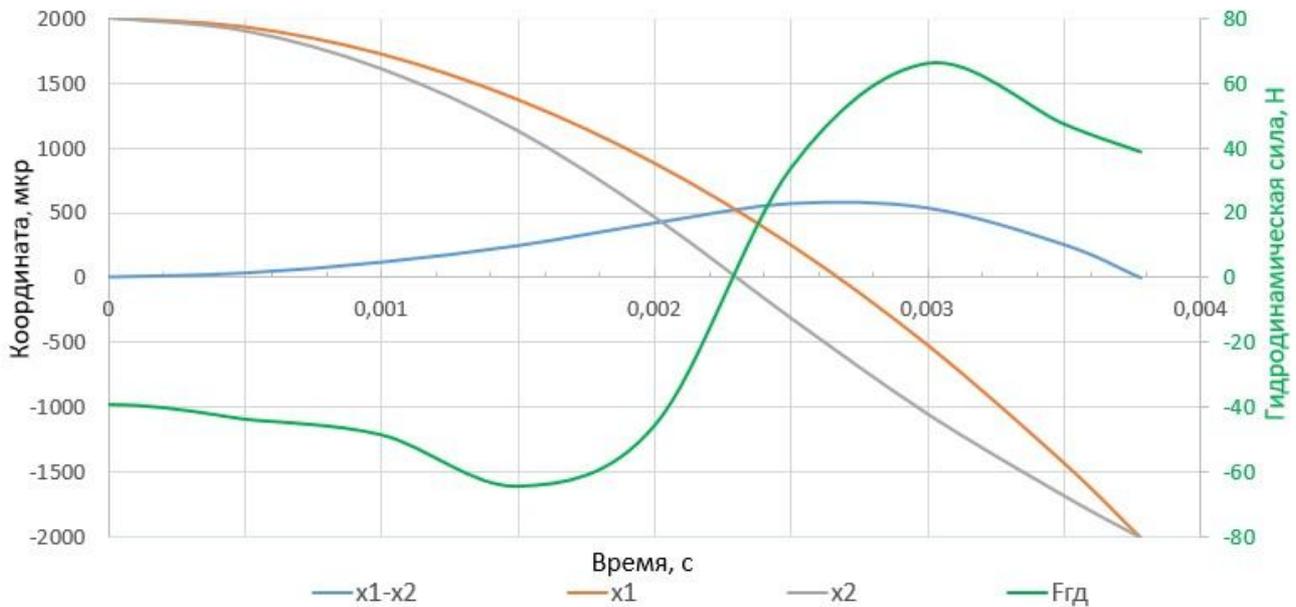


Рис. 12. Графики зависимостей $x_1(t) - x_2(t)$, $x_2(t)$, $x_1(t)$, $F_{гд}(t)$

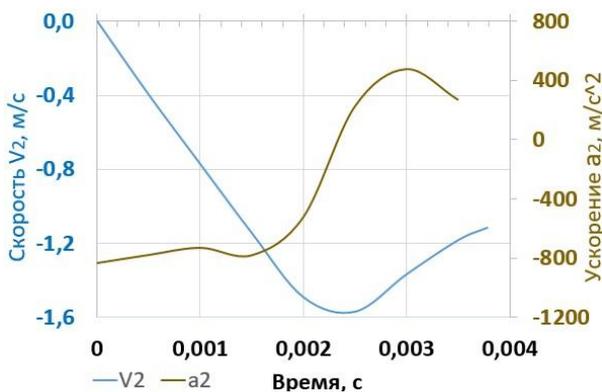


Рис. 13. Графики зависимостей $v_2(t)$, $a_2(t)$

Выше было определено допустимое ускорение отвода винта при усилии предварительного поджатия $P = 50$ Н. Проведем исследование поведения плунжера при различных усилиях предварительного поджатия и ниже представим графики зависимостей допустимого ускорения от

усилия предварительного поджатия $a_1(P)$ (Рис. 14), развиваемой при этом скорости $v_{21}(P)$ (требуемой частоты вращения двигателя для этой скорости $n_1(P)$) (Рис. 15) и времени $t_1(P)$ (Рис. 16), за которое плунжер проходит расстояние $x_2[-0.002; 0.002]$.

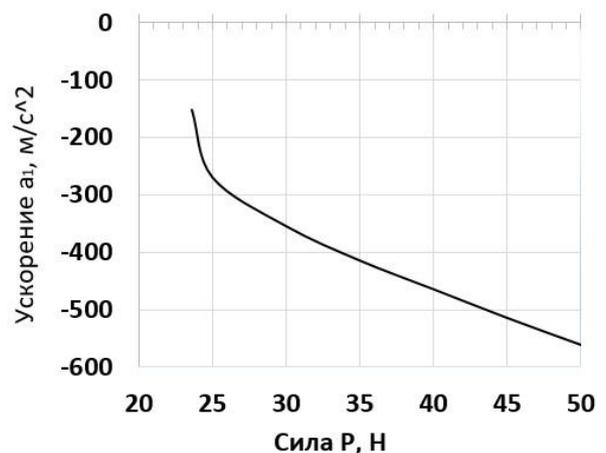


Рис. 14. График зависимости допустимого ускорения от усилия предварительного поджатия $a_1(P)$

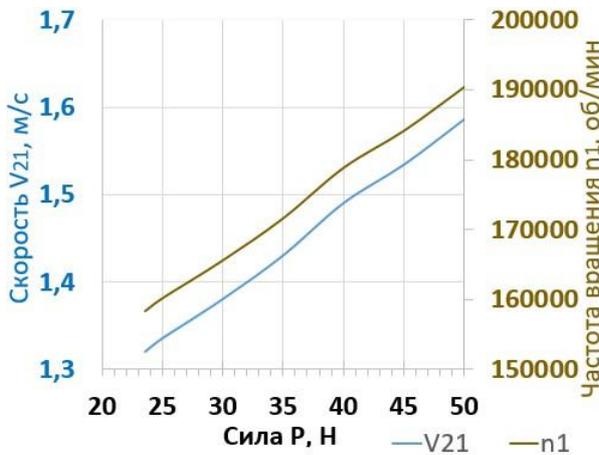


Рис. 15. График зависимости развиваемой скорости от усилия предварительного поджатия $v_{21}(P)$ и требуемой частоты вращения двигателя $n_1(P)$

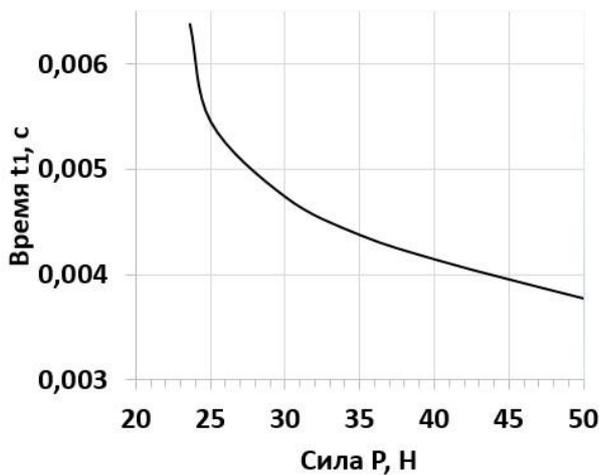


Рис. 16. График зависимости времени преодоления хода золотника от усилия поджатия $t_1(P)$

Исследование динамического поведения плунжера модернизированной золотниковой пары при отводе винта из положения: $x_2 = -1$ мм. На Рис. 17 изображен гидравлический распределитель с установленным плунжером в положении $x_2 = -1$ мм. Придадим винту ускорение отвода влево и отследим динамику плунжера до момента, когда он пройдет через точку $x_2 = -2$ мм.

Аналогично предыдущему пункту проведем исследование поведения плунжера при различных усилиях предвари-

тельного поджатия и ниже на Рис. 18 - 20 представим графики зависимостей.

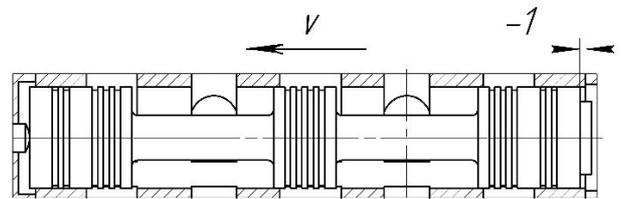


Рис. 17. Распределитель с положением золотника $x_2 = -1$ мм

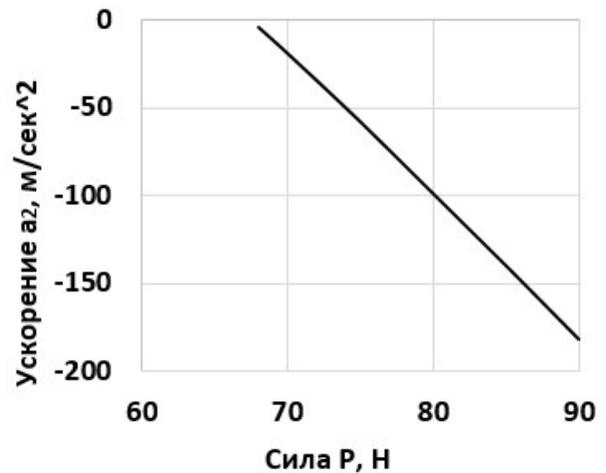


Рис. 18. График зависимости допустимого ускорения от усилия предварительного поджатия $a_1(P)$

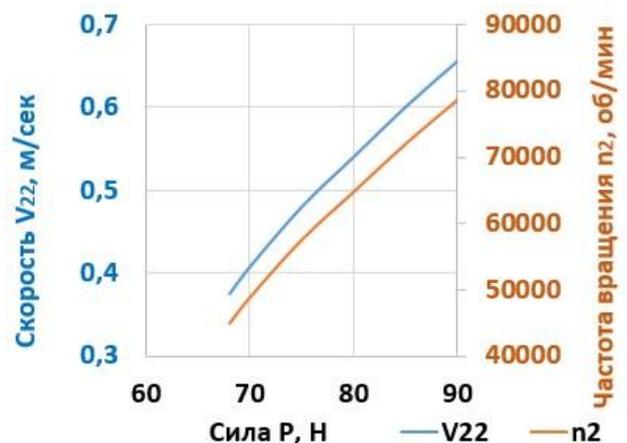


Рис. 19. График зависимости развиваемой скорости от усилия предварительного поджатия $v_{22}(P)$ и требуемой частоты вращения двигателя $n_2(P)$

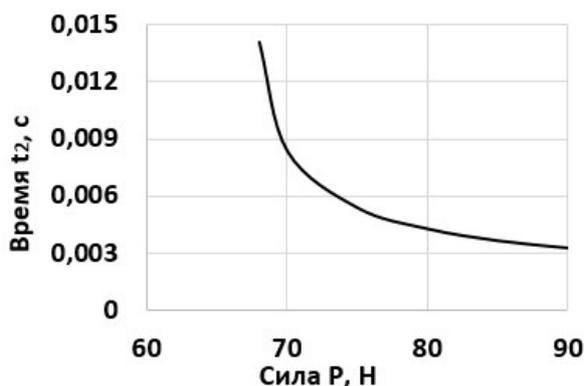


Рис. 20. График зависимости времени преодоления хода золотника $x_2[-0.001; 0.002]$ от усилия поджатия $t_1(P)$

5. Заключение

В статье была рассмотрена возможность перехода от силовой зависимости положения плунжера золотника к координатной. Выяснено, что при усилии предварительного поджатия торца плунжера к торцу винта превышающим силы, воздействующие на плунжер со стороны жидко-

сти, а также силы от динамики самого плунжера, гарантируется наличие контакта указанных поверхностей, что позволяет говорить о независимости положения плунжера от воздействующих на него сил. Благодаря уходу от силовой зависимости практически исключается колебательность при переходных процессах, возникающих при смещении плунжера, и, как следствие, повышается точность, что значимо для пропорциональных распределителей. Перспективными видятся работы по поиску решений для увеличения быстродействия распределителя с приводом от шагового двигателя с винтовой парой.

Кроме вышесказанного, построена математическая модель, благодаря чему удалось найти усилие предварительного поджатия для гидрораспределителя с конкретными параметрами. Выяснено, что для распределителя необходимое усилие поджатия $P > 68\text{Н}$.

Список литературы

1. Gannon M. Understanding proportional valve designs and uses // *Fluid power world*. URL: <https://www.fluidpowerworld.com/understanding-proportional-valve-designs-and-uses/> (дата обращения: 06.08.2022).
2. Жилевич М.И., Ермилов С.В., Кишкевич П.Н. Динамический расчет гидравлического распределителя // *Вестник ГГТУ*, 2013. № 2. С.11-16.
3. ГОСТ 24679-81. Гидрораспределители золотниковые четырехлинейные на $p_{(ном)}$ до 32 МПа. Технические условия. М.: Издательство стандартов, 1991.
4. Бесекерский В.А. Теория автоматического регулирования. М.: Наука, 1972. 768 с.
5. Lux Ja. New generation of intelligent electromechanical valve actuation // *11th International Fluid Power Conference Aachen*, 2018. URL: <https://www.fluidpowerworld.com/new-generation-valve-actuation/> (дата обращения: 05.08.2022).
6. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. М.: Государственное издательство физико-математической литера-

References

1. Gannon M. Understanding proportional valve designs and uses, *Fluid power world*. available at: www.fluidpowerworld.com/understanding-proportional-valve-designs-and-uses/
2. Zhilevich M.I., Ermilov S.V., Kishkevich P.N. Dynamic calculation of hydraulic distributor. *Vestnik GGTU*, 2013, No.2, pp. 11-16. (In Russian)
3. GOST 24679-81. *Gidroraspredeliteli zolotnikovye chetyrekh-linejnye na $p_{(nom)}$ do 32 MPa. Tekhnicheskie usloviya*. [Hydraulic four-way control valves for nominal pressure to 32 MPa. Specifications]. Moskva, Izdatelstvo standartov, 1991. (In Russian)
4. Besekerskij V.A., Popov E.P. *Teoriya avtomaticheskogo regulirovaniya*. [Theory of automatic control]. Moscow, Nauka, 1972. 768 p. (In Russian).
5. Lux Ja., Habegger Chr. New generation of intelligent electromechanical valve actuation. In: *11th International Fluid Power Conference Aachen*, 2018. available at: <https://www.fluidpowerworld.com/new-generation-valve-actuation/>

туры, 1963. 472 с.

7. Трифонова О. И. Анализ и синтез тяговой характеристики электрогидравлического распределителя при многократном резервировании по управлению: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.02.02 / Трифонова Ольга Игоревна. М, 2008. 217 с.

8. Свойкин А.О. Уменьшение гидродинамической силы в гидрораспределителе путем модернизации деталей золотниковой пары // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. № 4. С. 356-368.

† 6. Akhmatov A.S. *Molekulyarnaya fizika granichnogo treniya* [Molecular physics of boundary friction]. Moscow, gosudarstvennoe izdatelstvo fiziko-matematicheskoy literatury, 1963. 472 p. (In Russian).

† 7. Trifonova O.I. *Analiz i sintez tyagovoy kharakteristiki ehlektrogidravlicheskogo raspredelitelya pri mnogokratnom rezervirovanii po upravleniyu* [Analysis and synthesis of the traction characteristic of an electrohydraulic distributor with multiple redundant control]. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow, 2008. 217 p. (In Russian).

† 8. Svoikin A.O. Reducing the hydrodynamic force in the hydraulic valve by upgrading the parts of the spool pair. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No. 4, pp. 356-368. (In Russian)

Сетевое издание
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Брянского государственного университета
ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Учредитель и издатель:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

**Свидетельство о регистрации средства массовой информации
выдано Федеральной службой по надзору
в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций
Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.**

Главный редактор сетевого издания:

доктор технических наук, профессор
А.В. Лагереv

Адрес учредителя:

ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14

Адрес редакции и издателя:

РИСО ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 20

Дата размещения сетевого издания в сети Интернет
на официальном сайте <http://www.ntv-brgu.ru> 25.09.2022 г.