

НАУКА и ТЕХНИКА



Science V. 18, No 3
and Technique (2019)

Международный
научно-технический журнал

International
Scientific and Technical Journal

Серия 1. Машиностроение

Series 1. Mechanical Engineering

Издается с января 2002 года

Published from January 2002

Периодичность издания – один раз в два месяца

Publication frequency – bimonthly

Учредитель

Белорусский национальный
технический университет

Founder

Belarusian National
Technical University

Журнал включен в базы данных:

Web of Science (ESCI), EBSCO, DOAJ, WorldCat, OpenAIRE,
Google Scholar, РИНЦ, ЭБС «Лань», НЭБ «КиберЛенинка», Соционет

The Journal is included in the following databases:

Web of Science (ESCI), EBSCO, DOAJ, WorldCat, OpenAIRE,
Google Scholar, RISC, Lan, CyberLeninka, Socionet

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

Машиностроение

Mechanical Engineering

- Вершина Г. А., Реут Л. Е.**
Особенности изгиба фторопластовой ленты
с учетом разномодульности материала 185
- Kalinichenko A. S., Basiniuk U. L.,
Mardasevich E. I.**
Some Specific Features of Bearing Unit
Development Based on Sliding Friction Pairs
for Precision Electro-Spindles
(Калиниченко А. С., Басинюк В. Л.,
Мардосевич Е. И.
Некоторые особенности создания
подшипниковых узлов
прецизионных электрошпинделей
на основе пар трения скольжения) 195
- Алексеев Ю. Г., Королёв А. Ю., Нисс В. С.,
Паршута А. Э., Будницкий А. С.**
Применение импульсных режимов
при электрохимическом полировании
коррозионностойких сталей 200
- Nieoczym A., Drozd K., Veselik P.**
Mathematical Model of Energy Processes
in Industrial Electric Screwdriver
(Неочым А., Дрозд К., Веселик П.
Математическая модель
энергетических процессов
в промышленной электрической отвертке) 209

- Vershina G. A., Reut L. E.**
Specific Features of Fluoroplastic Band Bending
with Due Account of Various Modularity of Material 185
- Kalinichenko A. S., Basiniuk U. L.,
Mardasevich E. I.**
Some Specific Features of Bearing Unit
Development Based on Sliding Friction Pairs
for Precision Electro-Spindles 195
- Aliakseyeu Yu. G., Korolyov A. Yu., Niss V. S.,
Parshuto A. E., Budnitskiy A. S.**
Use of Pulsed Modes
in Electrochemical Polishing
of Corrosion-Resistant Steels 200
- Nieoczym A., Drozd K., Veselik P.**
Mathematical Model of Energy Processes
in Industrial Electric Screwdriver 209

**Качанов И. В., Жук А. Н., Шаталов И. М.,
Веремеиук В. В., Филипчик А. В.**
Расчет оптимального угла конусности
конфузора, используемого
для реверсивно-струйной очистки
металлических поверхностей от коррозии 216

Глебов А. В., Кармаев Г. Д.
Конструкция устройства для улавливания
конвейерных лент и методика расчета
основных параметров ловителей 223

**Zalohin M. Yu., Skliarov V. V., Dovzhenko Ja. S.,
Brega D. A.**
Experimental Determination and Comparative
Analysis of the PPH030GP,
ABS and PLA Polymer Strength Characteristics
at Different Strain Rates
(Залогин М. Ю., Скляр В. В., Довженко Я. С.,
Брега Д. А.)
Экспериментальное определение
и сравнительный анализ характеристик
прочности полимеров PPH030GP, ABS
и PLA при различных скоростях деформации) 233

**Ткачук Н. А., Кравченко С. А., Пылев В. А.,
Парсаданов И. В., Грабовский А. В.,
Веретельник О. В.**
Дискретно-континуальное упрочнение
контактирующих элементов конструкций:
концепция, математическое
и численное моделирование 240

Федоров А. Ю.
Снижение расхода топлива дизеля
типа 12ЧН15/18 путем регулирования
системы охлаждения 248

Сараев А. В., Данец С. В.
Методы исследования дорожно-транспортных
происшествий с использованием современных
автоматизированных средств 256

**Kachanov I. V., Zhuk A. N., Shatalov I. M., Vereme-
nyuk V. V., Filipchik A. V.**
Calculation of Optimum Cone Angle
in Confuser Used
for Reversible-Jet Cleaning
of Metal Surfaces against Corrosion 216

Glebov A. V., Karmaev G. D.
Design of Device for Capturing Conveyor Belts
and Calculation Method
of Basic Parameters for Catchers 223

**Zalohin M. Yu., Skliarov V. V., Dovzhenko Ja. S.,
Brega D. A.**
Experimental Determination and Comparative
Analysis of the PPH030GP,
ABS and PLA Polymer Strength Characteristics
at Different Strain Rates 233

**Tkachuk N. A., Kravchenko S. A., Pylev V. A.,
Parsadanov I. V., Grabovsky A. V.,
Veretelnik O. V.**
Discrete and Continual Strengthening
of Contacting Structural Elements:
Conception, Mathematical
and Numerical Modeling 240

Fedorov A. Yu.
Reduction of Fuel Consumption
in 12ЧН15/18-Type Diesel Engine
by Regulating Cooling System. 248

Saraiev O. V., Danez S. V.
Methods for Investigating Road
Traffic Accidents Using Modern
Automated Means 256

**Главный редактор
Борис Михайлович Хрусталеv**

Редакционная коллегия

- V. V. БАБИЦКИЙ (Белорусский национальный
технический университет, Минск, Республика
Беларусь),*
- V. G. БАШТОВОЙ (Белорусский национальный тех-
нический университет, Минск, Республика Бе-
ларусь),*
- A. V. БЕЛЫЙ (Физико-технический институт На-
циональной академии наук Беларуси, Минск,
Республика Беларусь),*
- V. П. БОЙКОВ (Белорусский национальный техни-
ческий университет, Минск, Республика Бе-
ларусь),*
- C. В. БОСАКОВ (Республиканское унитарное
предприятие по строительству «Институт
БелНИИС», Минск, Республика Беларусь),*

**Editor-in-Chief
Boris M. Khroustalev**

Editorial Board

- V. V. BABITSKY (Belarusian National Technical Uni-
versity, Minsk, Republic of Belarus),*
- V. G. BASHTOVOI (Belarusian National Technical
University, Minsk, Republic of Belarus),*
- A. V. BYELI (Physical-Technical Institute of National
Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic
of Belarus),*
- V. P. BOYKOV (Belarusian National Technical Univer-
sity, Minsk, Republic of Belarus),*
- S. V. BOSAKOV (Republican Unitary Scientific-
Research Enterprise for Construction “Institute
BelNIIS”, Minsk, Republic of Belarus),*

- Ю. В. ВАСИЛЕВИЧ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
- О. Г. ДЕВОЙНО (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
- К. В. ДОБРЕГО (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
- П. И. ДЯЧЕК (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
- М. З. ЗГУРОВСКИЙ (Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Киев, Украина),
- Р. Б. ИВУТЬ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
- А. С. КАЛИНИЧЕНКО (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь) (заместитель главного редактора),
- М. Г. КИСЕЛЕВ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
- Я. Н. КОВАЛЕВ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
- В. В. КОЗЛОВСКИЙ (Минский филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Российский экономический университет имени Г. В. Плеханова», Минск, Республика Беларусь),
- В. М. КОНСТАНТИНОВ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
- Н. В. КУЛЕШОВ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
- С. Н. ЛЕОНОВИЧ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
- С. А. МАСКЕВИЧ (Международный государственный экологический институт имени А. Д. Сахарова Белорусского государственного университета, Минск, Республика Беларусь),
- Э. И. МИХНЕВИЧ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
- НГУЕН ТХУ НГА (Научный энергетический институт Вьетнамской академии наук и технологий, Ханой, Социалистическая Республика Вьетнам),
- М. ОПЕЛЯК (Технический университет «Люблинская политехника», Люблин, Республика Польша),
- Yu. V. VASILEVICH (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
- O. G. DEVOINO (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
- K. V. DOBREGO (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
- P. I. DYACHEK (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
- M. Z. ZGUROVSKY (National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kiev, Ukraine),
- R. B. IVUT (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
- A. S. KALINICHENKO (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus) (Deputy Editor-in-Chief),
- M. G. KISELEV (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
- Ya. N. KOVALEV (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
- V. V. KOZLOVSKIY (Minsk Branch of Plekhanov Russian University of Economics, Minsk, Republic of Belarus),
- V. M. KONSTANTINOV (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
- N. V. KULESHOV (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
- S. N. LEONOVICH (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
- S. A. MASKEVICH (International Sakharov Environmental Institute of Belarusian State University, Minsk, Republic of Belarus),
- E. I. MIHNEVICH (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
- NGUYEN THU NGA (Institute of Energy Science of the Vietnam Academy of Science and Technology, Hanoi, Republic of Vietnam),
- M. OPELYAK (Lublin University of Technology "Politechnika Lubelska", Lublin, Republic of Poland),

О. Г. ПЕНЯЗЬКОВ (Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, Минск, Республика Беларусь),
Г. А. ПОТАЕВ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
О. П. РЕУТ (Филиал БНТУ «Институт повышения квалификации и переподготовки кадров по новым направлениям развития техники, технологии и экономики», Минск, Республика Беларусь),
Ф. А. РОМАНИУК (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
И. И. СЕРГЕЙ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
В. Л. СОЛОМАХО (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
С. А. ЧИЖИК (Национальная академия наук Беларуси, Минск, Республика Беларусь),
А. Н. ЧИЧКО (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
В. К. ШЕЛЕГ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
Й. ЭБЕРХАРДШТАЙНЕР (Венский технический университет, Вена, Австрия),
Б. А. ЯКИМОВИЧ (Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Российская Федерация)

O. G. PENYAZKOV (A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus),
G. A. POTAEV (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
O. P. REUT (Branch of the BNTU "Institute of Advanced Training and Retraining for New Areas of Engineering, Technology and Economy", Minsk, Republic of Belarus),
F. A. ROMANIUK (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
I. I. SERGEY (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
V. L. SOLOMAKHO (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
S. A. CHIZHIK (The National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus),
A. N. CHICHKO (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
V. K. SHELEG (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
J. EBERHARDSTEINER (Vienna University of Technology, Vienna, Austria),
B. A. YAKIMOVICH (M. T. Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk, Russian Federation)

Ответственный секретарь редакции

В. Н. Гурьянчик

Адрес редакции

Белорусский национальный технический университет
пр. Независимости, 65, корп. 2, комн. 327
220013, г. Минск, Республика Беларусь

Тел. +375 17 292-65-14

E-mail: sat@bntu.by
<http://sat.bntu.by>

Executive Secretary of Editorial Staff

V. N. Guryanchyk

Address

Belarusian National Technical University
Nezavisimosty Avenue, 65, Building 2, Room 327
220013, Minsk, Republic of Belarus

Tel. +375 17 292-65-14

E-mail: sat@bntu.by
<http://sat.bntu.by>

Перерегистрировано в Министерстве информации Республики Беларусь 19 декабря 2011 г.

Регистрационный номер 285

С 2002 г. издание выходило под названием «Вестник БНТУ»

ISSN 2227-1031. Подписные индексы 00662, 006622

Подписано в печать 30.05.2019. Формат бумаги 60×84 1/8. Бумага мелованная. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 11,75. Уч.-изд. л. . Тираж 100 экз. Дата выхода в свет . Заказ № .

Отпечатано в БНТУ. Лицензия ЛП № 02330/74 от 03.03.2014.
220013, г. Минск, пр. Независимости, 65.

© Белорусский национальный технический университет, 2019

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-185-194>

УДК 541.12

Особенности изгиба фторопластовой ленты с учетом разномодульности материала

Кандидаты техн. наук, доценты Г. А. Вершина¹⁾, Л. Е. Реут¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республик Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Рассмотрен технологический процесс изготовления фторопластовых уплотнительных колец путем наматывания ленточной заготовки на цилиндрическую оправку-калибр с последующей выдержкой под нагрузкой и дальнейшим разрезанием спирали на кольца, а также исследована возможность получения изделий методом холодного формоизменения заготовки, исключая операцию термофиксации. Такая технология, учитывая, что фторопласт даже при очень низких температурах является высокопластичным материалом, представляется вполне реальной. Поэтому намотка ленты на оправку, выдержка спиральной заготовки без нагрева, но в условиях силового воздействия в течение времени, необходимого для завершения релаксационных процессов, и последующая разрезка на кольца позволяют получать готовые кольцевые изделия требуемых размеров. Однако фторопласт имеет специфику механических свойств и обладает целым рядом особенностей, проявляемых при деформировании. Его деформационное поведение значительно отличается от поведения низкомолекулярных материалов, а поэтому требует обоснованного подхода при использовании существующей теоретической базы и разработке расчетных методик. Фторопласт – высокоплотный материал и имеет структуру с высокой степенью кристалличности, механизм протекания в нем деформаций в условиях силового поля во многом подобен поведению металлов, что позволяет использовать для расчета фторопластовых изделий методы и подходы, принятые в механике твердых тел. Однако применяемые расчетные формулы требуют определенной коррекции и адаптации к особенностям механических свойств фторопласта, одна из которых – его различная жесткость при растяжении и сжатии, что проявляется при наматывании ленточной заготовки на оправку. Фторопласт – разномодульный материал, его жесткость при сжатии больше, чем при растяжении, и вследствие этого при изгибе ленты нейтральная ось сечения смещается от центра тяжести в область сжатых волокон, а область растяжения возрастает. Высокая упругость при растяжении и возрастание этой области приводят к накоплению упругих деформаций, вызывающих пружинение после разгрузки и изменение размеров готового изделия. Это необходимо предусмотреть при расчете и проектировании инструмента-оправки, учитывая в формулах разномодульность материала или рассматривая сечение, приведенное к единой жесткости, но принимающее другую форму. Разработанные авторами расчетные методики для обоих вариантов сечения, учитывающие прямо или косвенно разномодульность материала, не противоречат друг другу и достаточно точно подтверждаются опытными данными.

Ключевые слова: фторопласт, деформации при силовом воздействии, механическая модель фторопласта, холодное формование изделий, изгиб фторопластовой ленты, упругость при растяжении и сжатии, разномодульность материала, накопление упругих деформаций, упругое пружинение, расчет цилиндрического инструмента (калибра)

Для цитирования: Вершина, Г. А. Особенности изгиба фторопластовой ленты с учетом разномодульности материала / Г. А. Вершина, Л. Е. Реут // *Наука и техника*. 2019. Т. 18, № 3. С. 185–194. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-185-194>

Адрес для переписки

Вершина Георгий Александрович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 292-76-64
oup@bntu.by

Address for correspondence

Vershina Georgey A.
Belarusian National Technical University
65 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 292-76-64
oup@bntu.by

Specific Features of Fluoroplastic Band Bending with Due Account of Various Modularity of Material

G. A. Vershina¹⁾, L. E. Reut¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The paper considers a technological process for production of sealing rings by winding a band work-piece on a cylindrical caliber mandrel with subsequent endurance under load and further cutting of a spiral in rings and also studies the possibility to obtain products while using a method for cold forming of a work-piece which excludes thermal stabilization operation. Taking into account the fact that fluorine plastic is a high-plastic material even at very low temperatures such technology looks quite real. Therefore winding of a band on a mandrel, endurance of a spiral work-piece without heating but under conditions of force action within the time which is necessary for completion of relaxation processes, and the subsequent cutting in rings will allow to obtain finished ring products of the required size. However fluoroplastic has specific mechanical properties and a number of specific features which are revealed during deformation process. Its deformation behavior considerably differs from behavior of low-molecular materials and therefore it requires a solid approach while using the existing theoretical base and developing calculation methodologies. While taking into consideration the fact that fluorine plastic is high density material and has structure with high degree of crystallinity, the mechanism of deformation behavior in it under conditions of a force field is mainly similar to metal behavior that allows to use methods and approaches for calculation of fluoroplastic products which are accepted in mechanics of solid bodies. However the applied calculating formulae require a certain correction and adaptation to specific features of mechanical fluoroplastic properties, one of which is its various rigidity at stretching and compression that is revealed in case of winding band work-piece on a mandrel. Fluorine plastic is a material with various modularity and its rigidity is higher during compression than under stretching and consequently in the case of band bending a neutral axis of section is displaced from the center of gravity to the area of compressed fibers, and the area of stretching is increasing. High elasticity at stretching and increase of this area lead to large accumulation of elastic deformations causing springing after unloading and changes in size of a finished product. These facts must be taken into account while calculating and designing a mandrel tool, it is also necessary to keep in mind various modularity of a material and possibility that a section being led to an uniform rigidity may take some other shape due to this. Calculation methodologies have been developed by the authors for both versions of section that take into consideration directly or indirectly a material with various modularity and which do not contradict each other and which are rather precisely proved by experimental data.

Keywords: fluoroplastic, deformation due to force action, mechanical model of fluoroplastic, cold formation of products, bending of fluoroplastic band, elasticity at stretching and compression, various modularity of material, accumulation of elastic deformations, elastic springing, calculation of cylindrical tool (caliber)

For citation: Vershina G. A., Reut L. E. (2019) Specific Features of Fluoroplastic Band Bending with Due Account of Various Modularity of Material. *Science and Technique*. 18 (3), 185–194. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-185-194> (in Russian)

Введение

В настоящее время все более широкое использование в промышленности и народном хозяйстве получают полимерные материалы и композиционные соединения на их основе. Благодаря своим уникальным свойствам они применяются в радиоэлектронике и приборостроении, в электротехнической, химической и пищевой промышленности, в сельском хозяйстве и медицине, военной, авиационной и космической технике, и особенно важную роль полимеры играют как конструкционные материалы в машиностроении и строительном производстве. Широкая востребованность, а часто и незаменимость последних определяются их высокими эксплуатационными качествами в различных

температурно-силовых условиях, прочностью, долговечностью, технологичностью в обработке и переработке, а также возможностью получения их химическим путем с любыми заданными свойствами [1, 2].

Одно из достойных мест в ряду полимерных конструкционных материалов занимают фторопласт и модификации на его основе. Фторопласт обладает химической инертностью к любым агрессивным средам, отличными диэлектрическими и антифрикционными свойствами, высокой механической прочностью и эластичностью, уникальной для пластмасс термостойкостью, морозостойкостью и гидрофобностью. Он технологичен в обработке и, имея высокую плотность, а также пластичность и деформиру-

емость, легко обрабатывается резанием и давлением, что позволяет изготавливать фторопластовые изделия как путем резания, так и методами силового формоизменения [3, 4].

Выбор и обоснование расчетной модели

В статье рассматривается технологический процесс изготовления уплотнительных фторопластовых колец, получаемых из ленточной заготовки путем ее наматывания на цилиндрическую оправку-калибр с последующими нагреванием, термофиксацией и разрезкой на кольца [5, 6], а также исследуется возможность получения указанных изделий методом холодного формоизменения ленты, исключая энергозатратную операцию термофиксации. Данная технология представляется вполне реальной, поскольку фторопласт обладает хладотекучестью и является высокопластичным материалом даже при низких температурах. Поэтому намотка ленты на оправку, выдержка спиральной заготовки без нагрева, но в условиях силового поля в течение времени, необходимого для завершения релаксационных процессов (во фторопласте деформации развиваются во времени), и последующая разрезка на кольца позволят получать готовые кольцевые изделия требуемых размеров.

Однако при разработке данной технологии, учитывая специфику свойств фторопласта и особенность его поведения под нагрузкой (различные свойства при растяжении и сжатии, наличие высокоэластической деформации, релаксационные процессы и т. д.), возникает трудность, связанная с расчетом и проектированием инструмента (оправки), обеспечивающего изделию заданные размеры и форму. Проблема заключается в том, что для выполнения расчетных операций требуются определенные методики, которые в настоящее время достаточно полно разработаны (и проверены экспериментально) только для низкомолекулярных материалов, таких как металлы, дерево, строительные материалы и др. Что касается полимеров, то для них подобной теории не существует, и основными расчетными формулами, используемыми при разработке технологических процессов, являются эмпирические формулы, построенные на результатах эксперименталь-

ных исследований. Возможность применения существующих теорий для расчета полимеров требует очень серьезного и обоснованного подхода при выборе расчетной модели и использовании для нее соответствующих классических методов и подходов. И поскольку полимерные материалы весьма разнообразны по своим свойствам и деформационному поведению, единственной основой для анализа и обоснования применяемой теории является база экспериментальных данных, созданная по результатам многочисленных исследований и широко представленная в справочной литературе. На основании этих данных фторопласт-4 имеет высокую плотность и степень кристалличности, которая при силовом воздействии и вследствие фазовых превращений возрастает еще больше и приближает структуру материала к практически полному однофазному упорядоченному кристаллическому состоянию [3, 4, 7]. А так как механические свойства полимера и его поведение под действием нагрузки определяются именно кристаллической частью структуры, при такой высокой степени кристалличности для фторопласта с достаточной степенью точности можно принять модель сплошного однородного тела со всеми характерными свойствами, присущими низкомолекулярным твердым телам, а значит, использовать для расчета подходы и методы, разработанные в механике твердых деформируемых тел, однако с адаптацией применяемых формул к специфике материала [8].

Цель исследований – разработка и усовершенствование расчетной методики для проектирования инструмента, применяемого для изготовления спиральной заготовки из фторопластовой ленты путем ее наматывания на цилиндрическую оправку для дальнейшего разрезания и получения уплотнительных колец требуемых размеров.

Разработка расчетной методики

Наматывание ленты на оправку (сворачивание в кольцо) соответствует деформации чистого изгиба, при котором растягиваемые и сжимаемые волокна получают упругую и остаточную деформации, из которых первая создает эффект упругого пружинения, влияя на каче-

ство и точность колец, а вторая определяет размеры готового изделия.

Расчет оправки-калибра, обеспечивающей получение кольца требуемого конечного диаметра, представлен в [9, 10], где на основании опытных данных для фторопласта и с учетом особенностей его механического поведения рассматривается упругопластический изгиб фторопластовой ленты. Учитывая способность данного полимера при растяжении претерпевать большие обратимые высокоэластические деформации, исчезающие после разгрузки, а при сжатии необратимо уплотняться без заметного восстановления формы, фторопласт в области растяжения рассматривался как упругопластичный, а в области сжатия – как жесткопластичный материал. На основании принятых моделей была разработана соответствующая расчетная методика [9]. Однако возникновение в области сжатия только остаточных деформаций и полное отсутствие упругой прослойки около нейтрального слоя не соответствуют действительности. Случай, когда все сечение целиком или только его часть до нейтрального слоя охвачено пластической деформацией, рассматривается как предельный, связанный с возникновением пластического шарнира и полной потерей несущей способности элемента [11, 12]. Он носит чисто теоретический характер, когда упругой прослойкой в силу ее малости и незначительности влияния пренебрегают, однако на практике эта ситуация не осуществима [11, 13]. Но если в металлах, где упругие деформации действительно бесконечно малы, такое допущение является возможным (не приводящим к погрешности расчетов), то для фторопласта, испытывающего не только гуковские упругие, но и высокоэластические деформации, принятие отсутствия упругих деформаций (пусть даже в одной только области – растяжения или сжатия) неприемлемо. Наличие упругого ядра даже незначительной величины обязательно. Поэтому все расчеты должны быть приведены в соответствие этому обстоятельству [10], тем более что последующее упругое пружинение окажет существенное влияние на точность изготавливаемых изделий.

Однако специфика механических свойств фторопласта имеет и другое проявление при изгибе, что требует продолжения исследования

вопроса и совершенствования расчетной методики.

Фторопласт – разномодульный материал, у которого модули упругости при растяжении и сжатии имеют различное значение, т. е. $E_{\text{раст}} \neq E_{\text{сж}}$. При этом для разных модификаций фторопласта это различие весьма значительное и может проявляться в сторону как большей упругости при растяжении ($E_{\text{раст}} < E_{\text{сж}}$), так и при сжатии ($E_{\text{раст}} > E_{\text{сж}}$). Согласно закону Гука

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_{\text{изг}}}{EI_{\text{н.о}}}, \quad (1)$$

где $1/\rho$ – кривизна изогнутой оси ленты; $I_{\text{н.о}}$ – момент инерции сечения относительно нейтральной оси; E – модуль Юнга, определяет жесткость при изгибе, поэтому изгиб элемента, выполненного из разномодульного материала, имеет особенности, которые необходимо учитывать в расчетных формулах.

Изгиб фторопластовой ленты можно рассматривать подобно изгибу биметаллической пластины, в которой элементы прочно соединены друг с другом и работают как единое целое, но имеют различный модуль Юнга растягиваемых и сжимаемых волокон. Как известно из теории изгиба, в этом случае нейтральная ось при одинаковой толщине слоев будет проходить не по границе их раздела, а в той части сечения, которая является более жесткой [14]. Применяя известное положение к изгибу фторопластовой ленты прямоугольного сечения, изготовленной из фторопласта-4, и учитывая, что для данной марки $E_{\text{сж}} > E_{\text{раст}}$, следует предположить, что нейтральная ось пройдет не по оси X (рис. 1), т. е. не через центр прямоугольника, а при заданном направлении изгиба сместится к внутренним волокнам кольца, в резуль-

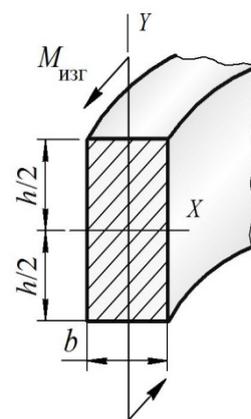


Рис. 1. Изгиб фторопластовой ленты прямоугольного сечения
 Рис. 1. Bending of fluoroplastic band having rectangular cross-section

тате чего высота области растяжения будет больше высоты области сжатия.

Установим положение нейтральной оси в сечении, для чего приведем последнее к одинаковой жесткости, т. е. к единому модулю Юнга. Как правило, приводят к бóльшему значению, поэтому в рассматриваемом случае приводим сечение к $E = E_{сж}$. Исходя из формулы упругой кривизны ленты (1), чтобы момент внутренних сил $M_{изг}$ для заданной кривизны ($1/\rho$) не изменился, необходимо, чтобы при изгибе часть сечения с меньшим модулем Юнга была по жесткости эквивалентна части сечения, имеющей бóльшее значение E [14]. Для этого во фторопластовой ленте, чтобы половину сечения с $E_{раст}$ привести к значению $E_{сж}$, учитывая, что $E_{сж} > E_{раст}$, для сохранения жесткости этой половины увеличение модуля Юнга потребует уменьшения момента инерции, что при высоте ленты $h/2$ приведет к уменьшению ее поперечного размера:

$$E_{раст} I = E_{сж} I'$$

или

$$E_{раст} \frac{b(h/2)^3}{12} = E_{сж} \frac{b'(h/2)^3}{12}.$$

Тогда из последнего выражения следует, что ширина сечения в области растяжения

$$b' = mb, \quad (2)$$

где m – коэффициент приведения,

$$m = \frac{E_{раст}}{E_{сж}}, \quad (3)$$

откуда

$$E_{раст} = mE_{сж} = mE. \quad (4)$$

Приводя сечение к единому модулю Юнга и учитывая, что предел текучести фторопласта-4 (по сути, предел рекристаллизации $\sigma_{рекp}$ [8], при котором в материале возникают необратимые деформации), как показывают результаты исследований [3, 4, 7], при растяжении и сжатии имеет примерно одинаковую величину ($\sigma_{т(сж)} = 12$ МПа, $\sigma_{т(раст)} = 14$ МПа), принимаем для него также единое значение σ_t .

В результате приведения сечения первоначально прямоугольная форма принимает вид тавра (рис. 2) с шириной верхней части b' , вычисляемой по (2). Для полученного изотропно-го сечения принимаем $E = E_{сж}$ и считаем, что $\sigma_{т(сж)} = \sigma_{т(раст)} = \sigma_t$.

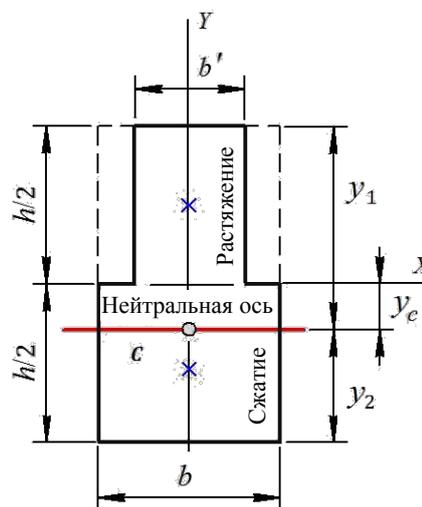


Рис. 2. Приведенное сечение

Fig. 2. Transformed section

По известным геометрическим формулам [11, 12], разбив сечение на два прямоугольника (рис. 2), через статические моменты $S_{x(1)}$ и $S_{x(2)}$ относительно оси X соответствующих площадей A_1 и A_2 , учитывая значение b' (2), определяем положение центра тяжести по оси Y

$$y_c = \frac{S_{x(1)} + S_{x(2)}}{A_1 + A_2},$$

откуда

$$y_c = -\frac{h(1-m)}{4(m+1)}, \quad (5)$$

где знак «минус» означает, что центр тяжести лежит ниже оси X , т. е. в отрицательной области оси Y (рис. 2), и в дальнейших расчетах этот знак не учитывается.

Из формулы (5) видно, что смещение нейтральной оси от центра тяжести прямоугольника, принимая для фторопласта-4 $E_{раст} = 410$ МПа, $E_{сж} = 686$ МПа [4, 7] и $m \approx 0,6$ (3), составляет порядка 6 % от высоты сечения h и для сечений малой толщины является величиной весьма незначительной.

Определив положение нейтральной оси (5), расстояния от нее до наиболее удаленных точек сечения в области растяжения y_1 и в области сжатия y_2 соответственно равны:

$$y_1 = \frac{h}{2} + y_c = \frac{h}{2} + \frac{h(1-m)}{4(m+1)} = \frac{h(m+3)}{4(m+1)}; \quad (6)$$

$$y_2 = \frac{h}{2} - y_c = \frac{h}{2} - \frac{h(1-m)}{4(m+1)} = \frac{h(3m+1)}{4(m+1)}.$$

Момент инерции приведенного изотропного сечения относительно нейтральной оси вычисляем по правилам перехода к параллельным осям [11, 12]

$$I_{н.о} = \left[\frac{b'(h/2)^3}{12} + b' \left(\frac{h}{2} \right) \cdot \left(\frac{h}{4} + y_c \right)^2 \right] + \left[\frac{b(h/2)^3}{12} + b \left(\frac{h}{2} \right) \cdot \left(\frac{h}{4} - y_c \right)^2 \right],$$

который с учетом значения b' (2) после преобразования принимает вид

$$I_{н.о} = a \frac{bh^3}{12}, \quad (7)$$

где

$$a = \frac{(m+1)^2 + 12m}{8(m+1)}. \quad (8)$$

Продолжаем рассматривать вопрос изгиба фторопластовой ленты прямоугольного сечения, в котором вследствие разномодульности материала нейтральная ось проходит на расстоянии y_c от центра прямоугольника (рис. 2) и момент инерции относительно этой оси равен значению (7).

Максимальные напряжения, как известно из теории изгиба, возникают в точках, наиболее удаленных от нейтральной оси, и определяются формулой [11–13]

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{изг}}}{I_{н.о}} y_{\max}, \quad (9)$$

которая, согласно (1), где $M_{\text{изг}} = EI_{н.о}/\rho$, принимает вид

$$\sigma_{\max} = \frac{E y}{\rho}. \quad (10)$$

Принимая для фторопласта-4 единый предел текучести σ_T и учитывая особенность расположения нейтральной оси в сечении, установим, в какой области в первую очередь – растяжения или сжатия – на краю сечения возникнет текучесть и какой кривизне соответствует наступление этого состояния. Используя формулу (10), приравниваем для соответствующих областей напряжения к σ_T и получаем:

– в области растяжения с учетом (4)

$$\sigma_{\max(\text{раст})} = \frac{E_{\text{раст}} y_1}{\rho_1} = \frac{m E y_1}{\rho_1} = \sigma_T,$$

откуда

$$\frac{1}{\rho_1} = \frac{\sigma_T}{m E y_1}, \quad (11)$$

т. е. текучесть крайних волокон в области растяжения произойдет, когда кривизна ленты достигнет значения (11);

– в области сжатия

$$\sigma_{\max(\text{сж})} = \frac{E_{\text{сж}} y_2}{\rho_2} = \frac{E y_2}{\rho_2} = \sigma_T,$$

откуда

$$\frac{1}{\rho_2} = \frac{\sigma_T}{E y_2}, \quad (12)$$

т. е. текучесть крайних волокон в области сжатия начнется при достижении кривизны изгиба ленты значения (12).

Сравниваем значения (11) и (12) и с учетом выражений (6) получаем

$$\frac{1/\rho_1}{1/\rho_2} = \frac{y_2}{m y_1} = \frac{3m+1}{m(m+3)}. \quad (13)$$

Из (13) нетрудно доказать, что величина $\frac{3m+1}{m(m+3)} > 1$ и, следовательно, $\frac{1}{\rho_1} > \frac{1}{\rho_2}$,

т. е. возникновение текучести в крайних растянутых волокнах требует большей кривизны, Потому, несмотря на большую их удаленность от нейтральной оси ($y_1 > y_2$), текучесть сначала

начнется на краю сжатой части сечения, что соответствует меньшей кривизне изогнутой ленты. Область растяжения при такой кривизне будет полностью охвачена только упругими деформациями. Однако по мере возрастания изгибающего момента кривизна будет увеличиваться, и при достижении значения (11) начнет течь в крайних растянутых волокнах. В это время в области сжатия часть сечения уже будет охвачена остаточными деформациями.

На основании закона Гука ($\varepsilon = \sigma/E$) и гипотезы плоских сечений ($\varepsilon = y/\rho$) ширина зоны упругости равна

$$y_T = \varepsilon_T \rho = \frac{\sigma_T}{E} \rho. \quad (14)$$

Поэтому при любой заданной кривизне на основании (14) и учитывая (4) для областей растяжения и сжатия соответственно получаем (рис. 3):

$$y_{T(\text{раст})} = \varepsilon_{T(\text{раст})} \rho = \frac{\sigma_T}{E_{\text{раст}}} \rho = \frac{\sigma_T}{mE} \rho; \quad (15)$$

$$y_{T(\text{сж})} = \varepsilon_{T(\text{сж})} \rho = \frac{\sigma_T}{E_{\text{сж}}} \rho = \frac{\sigma_T}{E} \rho,$$

откуда видно, что

$$y_{T(\text{сж})} = m y_{T(\text{раст})}. \quad (16)$$

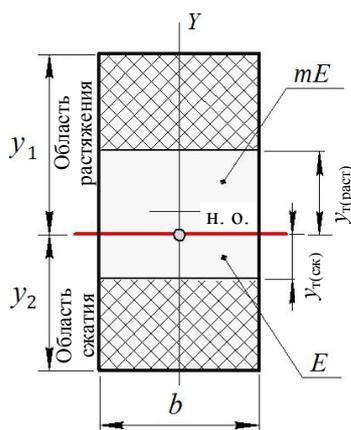


Рис. 3. Расчетное сечение

Fig. 3. Reference section

Поскольку для фторопласта-4 $E_{\text{раст}} < E_{\text{сж}}$, то, согласно (3), $m < 1$, т. е. зона упругости в области сжатия меньше такой же зоны в области растяжения и полная ширина упругого ядра

около нейтральной оси на основании значений (15) равна [10]:

$$\Delta_{\text{упр. ядра}} = y_{T(\text{раст})} + y_{T(\text{сж})} = \frac{\sigma_T}{E} \rho \left(\frac{m+1}{m} \right). \quad (17)$$

Как видно из выражений (15), при увеличении кривизны ширина упругого ядра будет уменьшаться, а зона остаточных деформаций – расширяться, приближаясь к нейтральной оси. Однако, как было доказано в [10], упругая прослойка не может исчезнуть полностью, что, согласно (17), соответствовало бы радиусу $\rho = 0$. Какой бы незначительной величины прослойка ни была, она обязательно будет присутствовать вблизи нейтрального слоя даже в состоянии, близком к предельному, которое предполагает захват всего сечения остаточными деформациями и образование шарнира текучести. Указанный случай, широко используемый в теории изгиба для оценки и анализа несущей способности конструкций, является чисто теоретическим, расчетным случаем и в реальности существовать не может.

Продолжим решение задачи и определим в сечении изгибающий момент, который согласно равновесию внешних и внутренних сил на основании линейной теории изгиба [13] определяется интегралом, где с учетом нового положения нейтральной оси пределами интегрирования будут координаты крайних точек сечения (рис. 3)

$$M_{\text{изг}} = \int_A \sigma y dA = \int_{-y_2}^{+y_1} \sigma y b dy. \quad (18)$$

Разбиваем интеграл (18) на четыре зоны: зону упругости и остаточных деформаций в области растяжения и такие же зоны в области сжатия. Для удобства решения возвращаемся к первоначально прямоугольному сечению шириной b , но в котором нейтральная ось смещена от центра прямоугольника и части сечения, лежащие выше и ниже нейтральной оси (рис. 3), имеют модули упругости, соответственно равные mE и E . Решаем задачу по методике, представленной в [9, 10]:

– в области растяжения, подставляя значения (4), (6) и (15), получаем

$$M_{\text{раст}} = \int_0^{+y_{T(\text{раст})}} \sigma y b dy + \int_{+y_{T(\text{раст})}}^{+y_1} \sigma_T y b dy =$$

$$\begin{aligned}
 &= \int_0^{+y_{\tau(\text{раст})}} mE \frac{y}{\rho} y b dy + \int_{+y_{\tau(\text{раст})}}^{+y_1} \sigma_{\tau} y b dy = \\
 &= \frac{mEby_{\tau(\text{раст})}^3}{3\rho} + \frac{\sigma_{\tau} b}{2} (y_1^2 - y_{\tau(\text{раст})}^2) = \quad (19) \\
 &= \frac{\sigma_{\tau} b h^2 (m+3)^2}{32(m+1)^2} - \frac{\sigma_{\tau}^3 b}{6m^2 E^2} \rho^2;
 \end{aligned}$$

– в области сжатия, подставляя значения (6) и (15), имеем

$$\begin{aligned}
 M_{\text{сж}} &= \int_{-y_{\tau(\text{сж})}}^0 \sigma(-y) b dy + \int_{-y_2}^{-y_{\tau(\text{сж})}} \sigma_{\tau}(-y) b dy = \\
 &= \int_{-y_{\tau(\text{сж})}}^0 E \frac{(-y)}{\rho} (-y) b dy + \int_{-y_2}^{-y_{\tau(\text{сж})}} \sigma_{\tau}(-y) b dy = \quad (20) \\
 &= \frac{Eby_{\tau(\text{сж})}^3}{3\rho} - \frac{\sigma_{\tau} b}{2} (y_{\tau(\text{сж})}^2 - y_2^2) = \\
 &= \frac{\sigma_{\tau} b h^2 (3m+1)^2}{32(m+1)^2} - \frac{\sigma_{\tau}^3 b}{6E^2} \rho^2.
 \end{aligned}$$

Полный изгибающий момент в сечении на основании значений (19) и (20) равен

$$M_{\text{полн}} = M_{\text{раст}} + M_{\text{сж}} = k\sigma_{\tau} b h^2 - \frac{q\sigma_{\tau}^3 b}{E^2} \rho^2, \quad (21)$$

где k, q – безразмерные коэффициенты, введенные в расчет для упрощения вида уравнения (21), определяемые по формулам:

$$k = \frac{(m+3)^2 + (3m+1)^2}{32 \cdot (m+1)^2}; \quad q = \frac{1+m^2}{6m^2}. \quad (22)$$

Тогда полная кривизна ленты $1/\rho_{\text{полн}}$ под действием изгибающего момента $M_{\text{полн}}$, определяемая наличием упругих и остаточных деформаций, на основании (21) равна

$$\frac{1}{\rho_{\text{полн}}} = \sqrt{\frac{q\sigma_{\tau}^3 b}{E^2 (k\sigma_{\tau} b h^2 - M_{\text{полн}})}}, \quad (23)$$

где $M_{\text{пр}} = k\sigma_{\tau} b h^2$ – предельная для изгибающего момента величина.

Как известно, при пластическом формоизменении по мере увеличения действующей нагрузки возрастают не только пластические деформации, но и упругие, которые всегда сопровождают последние и сохраняются до момента разгрузки. Основываясь на законе разгрузки, определим величину упругой деформации, накопленной в материале при достиже-

нии изгибающим моментом значения $M_{\text{полн}}$, и созданную этим моментом упругую кривизну ленты. Тогда на основании (1) и (7) получаем

$$\frac{1}{\rho_{\text{упр}}} = \frac{M_{\text{полн}}}{EI_{\text{н.о}}} = \frac{M_{\text{полн}}}{Eabh^3/12}, \quad (24)$$

где a – коэффициент, определяемый по (8).

Такое же значение для упругой кривизны можно было бы получить, определив момент $M_{\text{полн}}$ с помощью интеграла [10] и выражений (4) и (6)

$$\begin{aligned}
 M_{\text{полн}} &= \int_0^{+y_1} \sigma y b dy + \int_{-y_2}^0 \sigma(-y) b dy = \quad (25) \\
 &= \int_0^{+y_1} E_{\text{раст}} \frac{y}{\rho} y b dy + \int_{-y_2}^0 E_{\text{сж}} \frac{(-y)}{\rho} (-y) b dy.
 \end{aligned}$$

Так как $1/\rho_{\text{полн}} = 1/\rho_{\text{упр}} + 1/\rho_{\text{ост}}$, на основании значений (23), (24) и учитывая, что остаточная кривизна определяет размеры готового кольца и равна $1/\rho_{\text{ост}} = 1/(d/2)$ (где d – диаметр кольцевого изделия), получаем уравнение вида

$$\sqrt{\frac{q\sigma_{\tau}^3 b}{E^2 (k\sigma_{\tau} b h^2 - M_{\text{полн}})}} = \frac{M_{\text{полн}}}{Eabh^3/12} + \frac{2}{d}. \quad (26)$$

При этом диаметр кольца замеряется по геометрической оси ленты – оси, проходящей через центр тяжести прямоугольного сечения, поскольку именно этот диаметр для изделия рассматривается в качестве заданного [9, 10] (рис. 4). Тогда определение диаметра оправки $d_{\text{опр}}$, обеспечивающего получение изделия требуемого размера, производится в такой последовательности: по заданному значению $d_{\text{изд}}$ решается уравнение (26) и вычисляется момент $M_{\text{полн}}$, а затем из (23) находится радиус полной кривизны $\rho_{\text{полн}}$, по которому определяется диаметр оправки

$$d_{\text{опр}} = 2\rho_{\text{полн}} - 2(h/2) = 2\rho_{\text{полн}} - h. \quad (27)$$

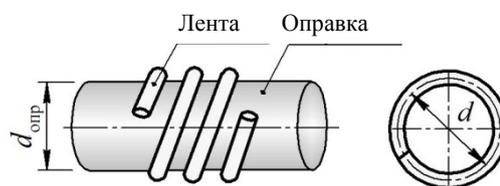


Рис. 4. Схема изгиба ленты в кольцо
 Рис. 4. Scheme for bending band into ring

Исследуем влияние разномодульности материала на изгиб фторопластовой ленты и проведем сравнительный анализ результатов решения без учета [10] и с учетом нового поло-

жения нейтральной оси в сечении. Методика расчета, рассмотренная в [10] и предполагающая, что нейтральная ось проходит через центр прямоугольника, по сути, тоже учитывает разномодульность материала, используя в расчетных формулах оба модуля Юнга – на растяжение $E_{\text{раст}}$ и на сжатие $E_{\text{сж}}$. Поэтому для выбранных размеров сечения и заданных диаметров получаемых колец результаты решения, полученные и в [10], и по представленной выше методике, практически совпадают: при одних и тех же исходных данных и заданной остаточной кривизне $1/\rho_{\text{ост}} = 2/d_{\text{изд}}$ в обоих случаях получаются примерно одинаковые значения для полной $1/\rho_{\text{полн}}$ и упругой $1/\rho_{\text{упр}}$ кривизны, хотя и с небольшим отличием, но в пределах погрешности расчета. Это подтверждается результатами расчетов, представленных в табл. 1, выполненных для кольцевых изделий диаметром $d_{\text{изд}}$ из ленты сечением $b \times h = 5 \times 2$ мм и со свойствами фторопласта-4: $E_{\text{раст}} = 410$ МПа; $E_{\text{сж}} = 686$ МПа; $\sigma_{\text{т(раст)}} = 14$ МПа; $\sigma_{\text{т(сж)}} = 12$ МПа.

Аналогичная закономерность наблюдается и для других диаметров изготавливаемых колец

и размеров сечения: $b \times h = 2 \times 2,35$ мм; $2 \times 3,7$ мм; $2 \times 4,2$ мм; 2×5 мм и т. д.

Однако из табл. 1 видно, что изгибающие моменты $M_{\text{полн}}$, создающие одинаковую кривизну $1/\rho_{\text{полн}}$, не совпадают. Изгибающий момент, необходимый для получения заданной кривизны ленты с прямоугольным сечением, оказывается больше, чем для случая, когда изгибу подвергается такая же лента, но с приведенным сечением и со смещенной нейтральной осью (рис. 5).

Эти расчеты, несмотря на различие в величине $M_{\text{изг}}$, не противоречат друг другу и даже, наоборот, подтверждают правильность разработанной методики, которая в обоих случаях учитывает разномодульность материала: в первом – прямым образом, используя в расчетных формулах модули упругости $E_{\text{раст}}$ и $E_{\text{сж}}$, во втором – косвенным путем, приводя сечение к новой форме со смещенной нейтральной осью. Оба сечения – прямоугольное и приведенное – отличаются друг от друга не просто положением нейтральной оси, но имеют соответственно различный момент инерции относительно этой оси.

Таблица 1

Результаты расчета кольцевых изделий с прямоугольным и приведенным сечениями
Results of calculations for ring products with rectangular and transformed cross-sections

$d_{\text{изд}}$, мм	Для прямоугольного сечения [10]				Для приведенного сечения			
	$M_{\text{полн}}$, Н·мм	$1/\rho_{\text{полн}}$, мм ⁻¹	$1/\rho_{\text{упр}}$, мм ⁻¹	$1/\rho_{\text{ост}}$, мм ⁻¹	$M_{\text{полн}}$, Н·мм	$1/\rho_{\text{полн}}$, мм ⁻¹	$1/\rho_{\text{упр}}$, мм ⁻¹	$1/\rho_{\text{ост}}$, мм ⁻¹
44	62,36	0,0796	0,0341	0,0455	59,13	0,0793	0,0339	0,0454
67	60,81	0,0631	0,0333	0,0298	58,08	0,0632	0,0333	0,0299
82	59,89	0,0572	0,0328	0,0244	57,46	0,0573	0,0329	0,0243
97	59,04	0,0529	0,0323	0,0206	56,90	0,0532	0,0326	0,0206
114	58,16	0,0494	0,0318	0,0176	56,33	0,0498	0,0323	0,0175
165	55,84	0,0427	0,0306	0,0121	54,91	0,0436	0,0315	0,0121

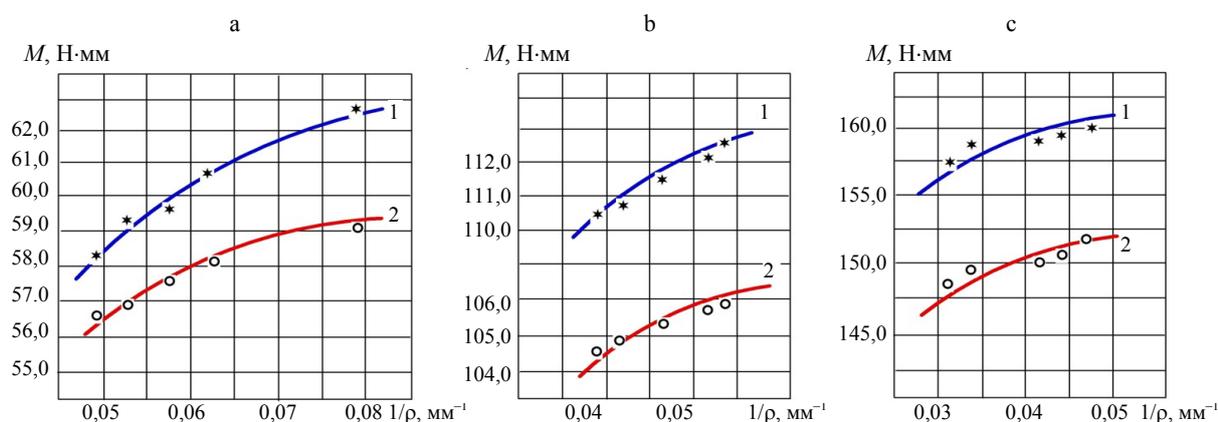


Рис. 5. Зависимости кривизны ленты и изгибающего момента, полученные без учета смещения (1) и с учетом смещения (2) нейтральной оси для сечений $b \times h$, мм: а – 5×2 ; б – $2 \times 4,2$; в – 2×5

Fig. 5. Dependences of band curvature and bending moment obtained without account of shifts (1) and with account shift (2) of neutral axis for sections $b \times h$, mm: а – 5×2 ; б – $2 \times 4,2$; в – 2×5

В прямоугольном сечении $I_{н.о} = bh^3/12$, а в приведенном $I_{н.о} = abh^3/12$, где нетрудно доказать,

что $a = \frac{(m+1)^2 + 12m}{8 \cdot (m+1)} < 1$, и значит, момент инерции

прямоугольного сечения больше, чем приведенного.

Это объясняет, почему для приведенного сечения со смещенной нейтральной осью получение заданной кривизны требует меньшей величины изгибающего момента. На основании (1) уменьшение момента инерции $I_{н.о}$ приведет к уменьшению изгибающего момента, необходимого для создания кривизны $1/r$. И наоборот, если момент инерции больше, значит, большим должен быть для этой же кривизны изгибающий момент.

ВЫВОД

Методика расчета изгиба фторопластовой ленты с учетом измененной формы сечения, приведенной к единому модулю упругости, и со смещенной нейтральной осью не противоречит расчету такой же ленты, но прямоугольного сечения [10], для которой в расчетных формулах разномодульность материала учитывается путем введения соответствующих модулей Юнга. Поэтому расчет подобных изделий возможен по обоим методикам, не противоречащим друг другу и достаточно точно согласующимся с опытными данными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Карякина, М. И. Технология полимерных покрытий / М. И. Карякина, В. Е. Попцов. М.: Химия, 1983. 336 с.
2. Брацыхин, Е. А. Технология пластических масс / Е. А. Брацыхин, Э. С. Шульгина. Л.: Химия, 1982. 328 с.
3. Тугов, И. И. Химия и физика полимеров / И. И. Тугов, Г. И. Кострыкина. М.: Химия, 2009. 432 с.
4. Каргин, В. А. Структура и механические свойства полимеров / В. А. Каргин. М.: Наука, 1979. 449 с.
5. Способ изготовления разрезного кольца из полимерного материала и устройство для его осуществления: пат. Респ. Беларусь ВУ № 14191, 2011 / Г. А. Вершина, А. Ю. Пилатов.
6. Способ изготовления разрезных защитных колец из полимерного материала: пат. Респ. Беларусь ВУ № 19073, 2015 / Г. А. Вершина, А. Ю. Пилатов.
7. Гуль, В. Е. Структура и механические свойства полимеров / В. Е. Гуль, В. Н. Кулезнев. М.: Лабиринт, 1994. 370 с.
8. Вершина, Г. А. Анализ деформационного поведения фторопласта-4 в условиях силового воздействия / Г. А. Вершина, Л. Е. Реут // Весці НАН Беларусі. Сер. физ.-техн. наук. 2016. № 4. С. 23–30.
9. Вершина, Г. А. Упругопластический изгиб фторопластовой ленты при сворачивании в кольцо / Г. А. Вершина, Л. Е. Реут // Весці НАН Беларусі. Сер. физ.-техн. наук. 2017. № 2. С. 40–48.

10. Вершина, Г. А. Влияние упругого ядра на размеры кольцевого изделия при изгибе фторопластовой ленты / Г. А. Вершина, Л. Е. Реут // Наука и техника. 2019. Т. 18, № 1. С. 21–31. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-1-21-31>.
11. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. М.: Наука, 1967. 550 с.
12. Биргер, И. А. Сопротивление материалов / И. А. Биргер, Р. П. Мавлютов. М.: Наука, 1986. 560 с.
13. Тимошенко, С. П. Теория упругости / С. П. Тимошенко, Дж. Гудьер: пер. с англ. М.: Наука, 1979. 566 с.
14. Тимошенко, С. П. Механика материалов / С. П. Тимошенко, Дж. Гере: пер. с англ. М.: Мир, 1976. 550 с.

Поступила 10.01.2019

Подписана в печать 12.03.2019

Опубликована онлайн 30.05.2019

REFERENCES

1. Karyakina M. I., Poptsov V. E. (1983) *Technology of Polymeric Coatings*. Moscow, Khimiya Publ. 336 (in Russian).
2. Bratsykhin E. A., Shulgina E. S. (1982) *Technology of Plastic Mass*. Leningrad, Khimiya Publ. 328 (in Russian).
3. Tugov I. I., Kostrykina G. I. (2009) *Chemistry and Physics of Polymers*. Moscow, Khimiya Publ. 432 (in Russian).
4. Kargin V. A. (1979) *Structure and Mechanical Properties of Polymers*. Moscow, Nauka Publ. 449 (in Russian).
5. Vershina G. A., Pilatov A. Yu. (2011) *Method for Manufacturing Sectional Ring from Polymer Material and Device for its Realization*. Patent of the Republic of Belarus BY No 14191 (in Russian).
6. Vershina G. A., Pilatov A. Yu. (2015) *Method for Manufacturing Sectional Protective Rings from Polymer Material*. Patent of the Republic of Belarus BY No 19073 (in Russian).
7. Gul V. E., Kuleznev V. N. (1994) *Structure and Mechanical Properties of Polymers*. Moscow, Labirint Publ. 370 (in Russian).
8. Vershina G. A., Reut L. E. (2016) *Analysis of Deformation Behaviour in Fluoroplastic-4 under Conditions of Force Action*. *Vestsi Natsyyanal'nai Akademii Navuk Belarusi. Seryya Fizika-Tekhnichnykh Navuk = Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical series*, (4), 23–30 (in Russian).
9. Vershina G. A., Reut L. E. (2017) *Elastoplastic Bending of Fluoroplastic Band when Curling into a Ring*. *Vestsi Natsyyanal'nai Akademii Navuk Belarusi. Seryya Fizika-Tekhnichnykh Navuk = Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-Technical Series*, (2), 40–48 (in Russian).
10. Vershina G. A., Reut L. E. (2019) *Influence of Elastic Core on Size of Ring Product under Bending of Fluoroplastic Band*. *Nauka i Tekhnika = Science and Technique*, 18 (1), 21–31 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-1-21-31>.
11. Feodosiev V. I. (1967) *Resistance of Materials*. Moscow, Nauka Publ. 550 (in Russian).
12. Birger I. A., Mavlyutov R. R. (1986) *Resistance of Materials*. Moscow, Nauka Publ. 560 (in Russian).
13. Timoshenko S. P., Goodier J. N. (1951) *Theory of Elasticity*. New York, MacGraw Hill Book Company. 493.
14. Timoshenko S. P., Gere J. M. (1972) *Mechanics of Materials*. New York, Von Norstrand. Reinhold Co. 762.

Received: 10.01.2019

Accepted: 12.03.2019

Published online: 30.05.2019

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-195-199>

UDC 621.833; 669.056.9:629.118.6

Some Specific Features of Bearing Unit Development Based on Sliding Friction Pairs for Precision Electro-Spindles

A. S. Kalinichenko¹, U. L. Basiniuk², E. I. Mardasevich²

¹Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus),

²The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus (Minsk, Republic of Belarus)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Abstract. Various types of bearing units are used for movable connections in mechanical engineering, and sliding pairs (sliding bearings, guides, bushings) are rather widely applied for this purpose. This allows increasing stiffness of units to reduce their dimensions, to improve heat dissipation and ensure reduction in noise and vibration. However in some cases while using a sliding friction pair higher friction losses occur in comparison with ball bearings and probability is increasing for situations when there is a jamming of friction surfaces. These problems have great significance for application of sliding bearings in precision equipment, which typically operates under stabilized temperature and humidity conditions. So an aim of the investigations is to develop methodological approaches for creation and rational design and manufacture of sliding friction pairs based on application of coatings formed of composite antifriction materials which are used in vertical precision program-controlled electro-spindles for high-speed machining. The paper considers issues pertaining to development and creation of friction units for precision electro-spindles of high rigidity with sliding friction pairs on the basis of composite materials. Diameters of sliding bearings can be rather large that makes it possible to obtain the required super-high accuracy in mechanical processing and nano-metric roughness of the machined surface. A cutting speed (750 m/min or more) which is acceptable with regard to quality of machining by a diamond-like tool can be achieved by placing a cutting edge of the tool on diameter of 200 mm. Such approach permits to use lubricated sliding bearings in the spindle design. As a result, two tasks can be solved in an integrated manner. They include the required rigidity of an electro-spindle for ultra-high accuracy of mechanical blade processing and high smoothness of the machined surface providing nano-metric surface roughness with a decrease of macro-deviations up to 1 μm from a middle surface line. It is worth to note that this is extremely important for a number of special applications.

Keywords: bearing unit, electro-spindle, sliding friction pair, nano-metric roughness, coating from composite anti-friction materials

For citation: Kalinichenko A. S., Basiniuk U. L., Mardasevich E. I. (2019) Some Specific Features of Bearing Unit Development Based on Sliding Friction Pairs for Precision Electro-Spindles. *Science and Technique*. 18 (3), 195–199. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-195-199>

Некоторые особенности создания подшипниковых узлов прецизионных электрошпинделей на основе пар трения скольжения

Докт. техн. наук, проф. А. С. Калиниченко¹, докт. техн. наук, доц. В. Л. Басинюк², канд. техн. наук Е. И. Мардосевич²

¹Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь),

²Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси (Минск, Республика Беларусь)

Реферат. В машиностроении в подвижных соединениях используются различные типы подшипниковых узлов, причем достаточно широко – пары скольжения (подшипники скольжения, направляющие, втулки). Это позволяет повысить жесткость узлов, уменьшить их габаритные размеры, улучшить теплоотвод и обеспечить снижение шума и вибраций. Однако в ряде случаев при использовании пар трения скольжения возникают более высокие по сравнению

Адрес для переписки

Калиниченко Александр Сергеевич
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 29 190-64-90
akalinichenko@bntu.by

Address for correspondence

Kalinichenko Alexander S.
Belarusian National Technical University
65 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 29 190-64-90
akalinichenko@bntu.by

с подшипниками качения потери на трение, повышается вероятность возникновения ситуаций, когда происходит заедание трущихся поверхностей. Большое значение эти проблемы имеют в случае применения подшипников скольжения в прецизионном оборудовании, которое, как правило, функционирует при стабилизированных по температуре и влажности внешних условиях. Поэтому целью исследований являлась разработка методических подходов к созданию и рациональному конструированию и изготовлению пар трения скольжения на основе применения покрытий из композиционных антифрикционных материалов, используемых в вертикальных прецизионных программно-управляемых электрошпинделях для скоростной механической обработки. Рассмотрены вопросы разработки и создания подшипниковых узлов прецизионных электрошпинделей повышенной жесткости с парами пар трения скольжения на основе композиционных материалов. Диаметры подшипников скольжения могут быть достаточно большими, что позволяет достигнуть требуемой сверхвысокой точности механической обработки и нанометрической шероховатости обрабатываемой поверхности. Приемлемые с позиций качества обработки алмазоподобным инструментом скорости резания (750 м/мин и более) могут быть достигнуты при размещении режущей кромки инструмента на диаметре 200 мм, что позволяет использовать в конструкции шпинделя смазываемые подшипники скольжения. Вследствие этого комплексно решаются две задачи: достигается необходимая для сверхвысокой точности механической лезвийной обработки жесткость электрошпинделя; обеспечивается высокая плавность работы, позволяющая достичь нанометрической шероховатости поверхности при снижении макротоклонений до 1 мкм от средней линии поверхности, что в совокупности чрезвычайно важно для ряда специальных применений.

Ключевые слова: подшипниковый узел, электрошпиндель, пара трения скольжения, нанометрическая шероховатость, покрытие из композиционных антифрикционных материалов

Для цитирования: Калиниченко, А. С. Некоторые особенности создания подшипниковых узлов прецизионных электрошпинделей на основе пар трения скольжения / А. С. Калиниченко, В. Л. Басинюк, Е. И. Мардосевич // *Наука и техника*. 2019. Т. 18, № 3. С. 195–199. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-195-199>

Introduction

In mechanical engineering various types of bearing units are used in moving connections, the simplest and economically feasible of which include rolling and sliding bearings. Sliding friction pairs (sliding bearings, guides, bushings) are widely used in some units despite the higher complex of service properties of rolling friction pairs in terms of efficiency and resource [1]. This allows increasing the stiffness of units, reducing their dimensions, improving heat dissipation and reducing noise and vibration. But there are higher friction losses, probability in the increases of situations in which there is a jamming of friction surfaces for application of sliding friction pairs compared to the rolling bearings. These problems are even more important for application of sliding bearings in precision equipment, that typically operates under temperature and humidity stabilized conditions. In particular, this is important for vertical high-speed precision electrospindles with high requirements for rigidity due to their use for machining of accurate electronic engineering. In some cases, high rigidity can be achieved by using sliding bearings with composite antifriction coatings [2–4].

The aim of the work is the development of methodological approaches to the creation and rational design and manufacture of sliding friction pairs based on the composite antifriction materials' coatings for the application in vertical precision program-controlled electrospindles for high-speed machining.

Methodical approach and results

Fig. 1 shows the selection of the bearing unit for precision spindles [2]. Let us consider this scheme in more detail from the standpoint of the possibility to achieve high speeds of blade machining.

The speed of mechanical blade processing is determined by two factors – the rotational speed of the electrospindle and the radius of the cutting edge placement. While processing wafer of $\varnothing 200$ mm with cutting rotating tool, for example, cubic boron nitride with a longitudinal feed table the diameter, on which machining tool is placed can be roughly taken equal to $\varnothing 210$ mm. Thus, spindle rotating speed equal to 1150 min^{-1} is sufficient to implement high-speed machining (cutting speed for CBN over 750 m/min) (fig. 2a).

In sliding friction pairs based on modern composite materials, including nanostructured ones, sliding speeds and lubrication pressures can reach 20 m/s and 6–8 MPa, respectively, with a friction coefficient equal to 0.004–0.006 [3–14]. With this in mind, the diameters of the sliding bearings can be large enough (fig. 2b), that allows to achieve the required ultra-high precision machining and nanometric roughness of the treated surface. For example, the diameters of the sliding bearings even for traditional composites (bronzegraphite or iron-graphite) for permissible sliding speeds (8–10 m/s) can have quite acceptable value of 140–170 mm with consideration of small specific pressures that are characteristic for finish machining with diamond-like instrument.

The use of aluminum alloys in the manufacture of electrospindles is prominent approach from the standpoint of improvement of their dynamic properties, including the increase of own frequencies of mechanical vibrations to prevent resonances. As well the heat exchange can be increased for electrospindle with forced cooling of its components in this case. All together this allows minimizing the shaft weight and improving the heat exchange during its cooling in comparison with the steel spindle. In this design the working surfaces of the sliding bearings can be made directly on the

electrospindle shaft. Composite antifriction coatings can be formed on the shaft to increase the wear resistance of the friction unit.

One of the promising ways of forming such coatings can be considered as the implementation of the following technological scheme:

– formation a coating with thickness of 70–90 microns as a substrate on the working surfaces of sliding friction pairs by anodic-cathode micro-arc treatment (MAT), which will eliminate the “pushing” of the support surface and the occurrence of jamming in contact with abrasive particles;

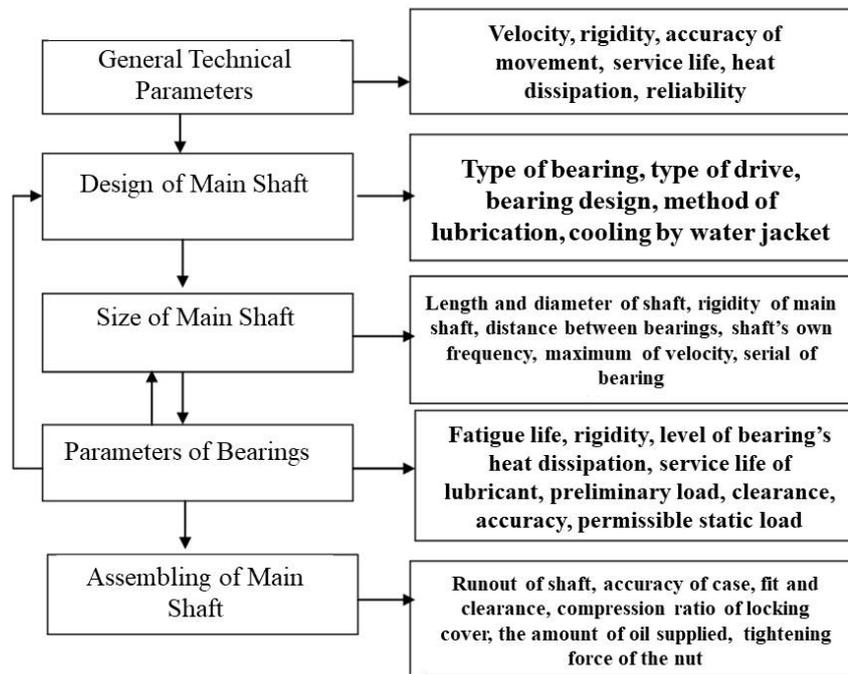


Fig. 1. Diagram of bearing unit selection [2]

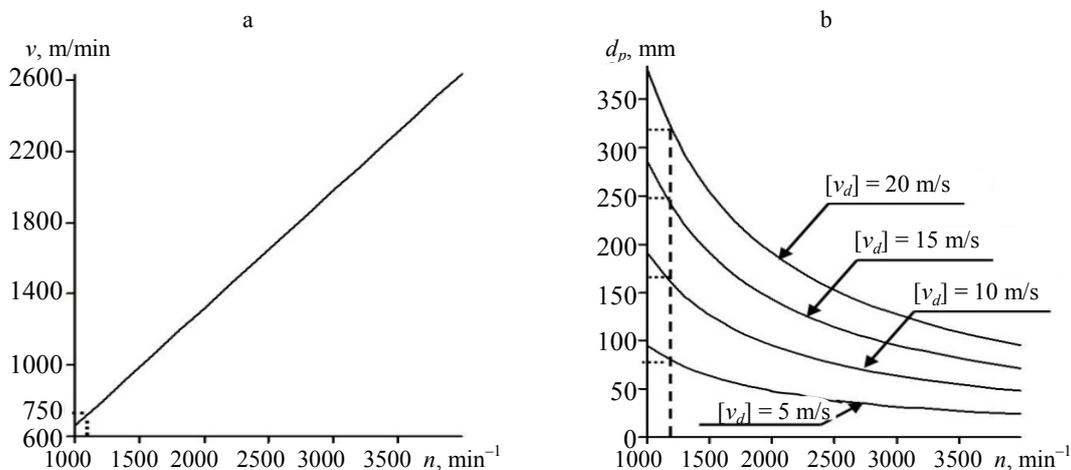


Fig. 2. Dependence of cutting speed v on number n of electro-spindle revolutions (a) and diameter d_p of sliding bearing on permissible sliding speed $[v_d]$ (b)

– preparation of the surface of the MAT-coating for subsequent processing;

– surface cladding of MAT-coating with anti-friction material, for example, nanostructured composite based on copper alloy.

In the considered technological scheme the interrelated operations of preparing the surface of the MAT-coating for subsequent cladding and its cladding determine the adhesive strength of the anti-friction coating to the MAT-coating.

Research and analysis of the results of the above scheme showed the following features. Even after mechanical superfinish treatment of the MAT-coating's surface (fig. 3a) the topography of this surface remains sufficiently developed (fig. 3b). Analysis of microstructures indicates the presence of a significant number of pores and cracks (fig. 4).

Adhesion of anti-friction materials based on copper alloys during their deposition on the surface of the MAT-coating by a mechanical method, such as cladding with a flexible tool without further processing, is relatively small. To ensure high ad-

hesion properties of the anti-friction cladding layer on the surface of the MAT-coating it is advisable to use a technological scheme including:

a) mechanical treatment of the surface layer of the MAT-coating aiming the removal of its most defective zone which reduces the adhesive strength of the coating deposited on the surface of the anti-friction layer;

b) it is advisable to form on the surface of the MAT-coating a nanoscale layer based on material that fills the cavity, pores and cracks on its surface during its deposition (for example, a copper layer deposited by electron beam or laser treatment) to ensure high adhesive properties of the anti-friction coating;

c) after the formation on the surface of sliding friction pair an additional anti-friction layer with a thickness of 3–5 μm the subsequent additional processing of the composite coating by plastic deformation is advisable.

Preliminary tests have shown the prospects of the proposed technology for the manufacture of friction units of electrospindles for precision machining.

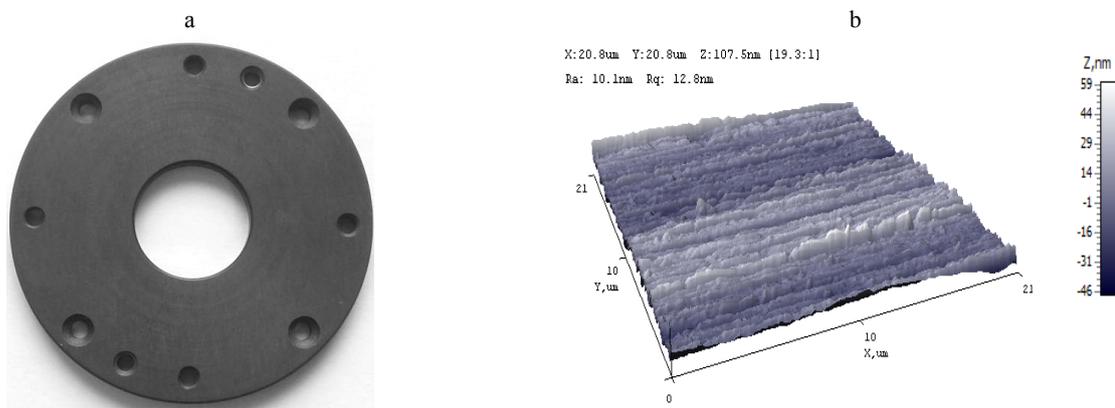


Fig. 3. Sample with machined surface of MAT-coating (a) and topography of this surface (b)

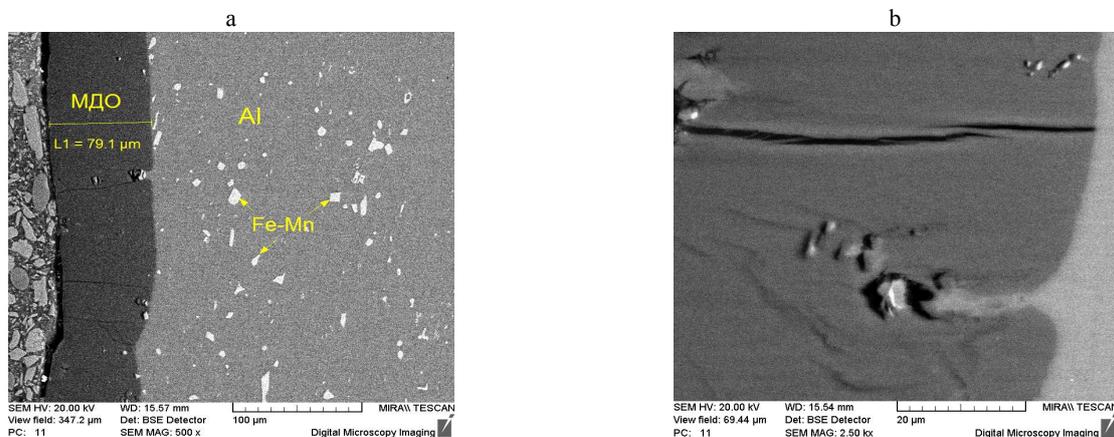


Fig. 4. Microstructure of MAT-coating (a) and view of through-the-thickness crack (b)

CONCLUSIONS

1. While processing wafer of $\varnothing 200$ mm with cutting rotating tool, for example, cubic boron nitride with a longitudinal feed table the diameter, on which machining tool is placed can be roughly taken equal to $\varnothing 210$ mm. It allows the use of lubricated sliding bearings in the spindle design. As a result, two tasks are comprehensively solved:

– the necessary rigidity of the electrospindle is achieved for ultra-high accuracy of mechanical blade processing;

– high smoothness of processing is provided allowing to achieve nanometric surface roughness by reducing to 1 μm deviations from the mean line of the surface. This is together extremely important for a number of special applications.

2. To improve the dynamic qualities of the electric spindle its shaft can be made of aluminum alloy and directly sliding bearings on the working surfaces are made. This will reduce at least three times the weight of the shaft in comparison with the steel shaft and significantly improve the heat exchange in the mechanical system. Working surfaces of rolling bearings with a composite structure based on MAT-coating can be created directly on the shaft and clad with a nanostructured antifriction layer based on copper. Together, this will create a high-speed precision software-controlled electrospindle with a qualitatively new set of service properties, including dynamic and stiffness characteristics.

REFERENCES

1. *Sliding Bearing. Less Friction, Higher Resource*. Available at: <http://www.upk1.ru/d/115304/d/podshipniki-skol-zheniya-elges.pdf> (in Russian).
2. Sigitov E. A., Vinogradov M. V. (2011) Perspectives of Application of Multistage Friction gears for Superprecision Handling. *Vestnik Saratovskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta = Vestnik Saratov State Technical University*, 2 (2), 144–150 (in Russian).
3. Chernogorov E. (2013) *Sliding Bearings*. Chelyabinsk. 10 (in Russian).
4. Technical reference (*Tekhnicheskyy Spravochnik*) <http://razvitie-pu.ru>. Advertising Site of JSC “PROMGLEK-M” / Mode of access: <http://www.promgleks-m.tiu.ru>. Date of access: 20.01.2019.
5. Petrov N. I., Lavreniev Yu. L. (2015) Ways to Improve the Reliability and Service Life of Rotors' Bearing Supports of Modern Gas Turbine Engines and Reducers. *Vestnik Samarskogo Universiteta. Aerokosmicheskaya Tekhnika, Tekhnologii i Mashinostroenie = Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, 14 (3), Part 1, 228–236 (in Russian).
6. Karimbaev T. D., Mezentsev M. A., Alferov A. I., Gordeev S. K. (2010) *Ceramic Balls for Ball Bearings: Manufacture, Machining, Calculations, and Tests. Kompozity i Nanostruktury = Composites and Nanostructures*, (2), 12–27 (in Russian).
7. Dotsenko V. N., Nikitin S. V. (2008) Research Questions of Ceramic and Hybrid Rolling Bearings and their Application in Aircraft Engines. *Aviatsionno-Kosmicheskaya Tekhnika i Tekhnologiya = Aerospace Engineering and Technology*, 55 (8), 138–144 (in Russian).
8. Oryshchenko A. S., Zagashvili Yu. V., Kulik V. I. (2007) Products of Modern Composites Modified by Nanosize Components, *Innovatsii = Innovations*, (12), 94–98 (in Russian).
9. Barmanov I. S. (2014) Investigation of Axial Dynamic Characteristics of Bearing No 126126 with Ceramic Balls. *Automatizirovannoe Proektirovanie v Mashinostroenii = Auto-mated Design in Mechanical Engineering*, (2), 194–195 (in Russian).
10. Devoino O. G., Kardapolova M. A., Yatskevich O. K., Nikolayenko V. L. (2015) Optimization of Technology of Thermal Diffusion Processing of Ceramic Powders for Plasma Spraying of the Outer Bearing Rings of Electrical Installations. *Progressivnye Tekhnologii i Sistemy Mashinostroeniya = Progressive Technologies and Systems of Mechanical Engineering*, 51 (1), 48–55 (in Russian).
11. Isayeva E. A., Perevoin S. A., Isayev D. A. (2013) The Creation of the Expansion Joint of Thermal Stresses for Advanced Gas Turbine Engines Using Powder Metallurgy Methods. *Izvestiya Moskovskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta MAMI = Izvestiya MGTU MAMI*, 2 (2), 331–336 (in Russian).
12. Panov A. D., Panova I. M. (2015) Tribological Features of Structural Ceramic Materials in Sliding Bearings. *Naukovedenie [Science Studies]*, 7 (1). Available at: <http://naukovedenie.ru/PDF/78TVN115.pdf> (Accessed 22 January 2019) (in Russian).
13. Serdobintsev Yu. P., Kharkov M. Yu., Nazzal Anan Se (2014) Overview and Analysis of the Use of Ceramic Materials in Various Branches of Industry. *Sovremennye Problemy Nauki i Obrazovaniya = Modern Problems of Science and Education*, (1), Favailable at: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=12085> (Accessed 22 January 2019) (in Russian).
14. Volovil A. P., Kovarsky M. E., Zaytsev V. A. (2014) High-Speed Rolling Bearings of the Generator for Gas Turbine Units. *Voprosy Elektromekhaniki. Trudy VNIEM = Electromechanical Matters. VNIEM Studies*, 139, 1–6 (in Russian).

Received: 10.12.2018

Accepted: 12.02.2019

Published online: 30.05.2019

Применение импульсных режимов при электрохимическом полировании коррозионностойких сталей

Канд. техн. наук, доц. Ю. Г. Алексеев¹⁾, канд. техн. наук А. Ю. Королёв¹⁾,
канд. техн. наук, доц. В. С. Нисс¹⁾, инж. А. Э. Паршуту¹⁾, асп. А. С. Будницкий¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Электрохимическое полирование (ЭХП) поверхности металлов и сплавов в настоящее время является одним из наиболее прогрессивных технологических процессов повышения качества поверхности, несмотря на то, что используется в промышленности на протяжении многих десятилетий. В основном это связано с рядом существенных преимуществ процесса по сравнению с механическим полированием с применением свободного или связанного абразива. Однако ЭХП в его классическом виде имеет ряд существенных недостатков. Один из них – зависимость режимов обработки и составов электролита от обрабатываемого материала. Кроме того, для ЭХП применяются агрессивные дорогостоящие электролиты, требующие специальных технологий по утилизации. Электролиты при ЭХП часто разогреваются до температуры 60–90 °С. Обработка при таких температурах наносит значительный вред окружающей среде и производственному персоналу. Для устранения существующих недостатков процесса ЭХП и расширения его технологических возможностей предложен способ обработки с применением импульсных униполярных и биполярных режимов. В результате разработаны принципиально новые процессы импульсного ЭХП с длительностью импульсов 0,05–20,00 мс, обеспечивающие по сравнению традиционной обработкой на постоянном токе снижение энергетических затрат на процесс и высокую эффективность полирования, при котором скорость сглаживания микронеровностей обрабатываемой поверхности, отнесенная к общему съему металла, значительно возрастает. Применение импульсных режимов по сравнению с традиционным ЭХП позволяет выполнять обработку в универсальных электролитах простых составов на основе серной и ортофосфорной кислот без добавления хромового ангидрида. Применение разработанных импульсных режимов, которые при малом съеме металла обеспечивают существенное изменение шероховатости поверхности, наиболее целесообразно при ЭХП точных деталей, изделий или деталей малого сечения и жесткости, например, медицинских изделий для малоинвазивной хирургии, деталей точного машиностроения и др. В статье приводятся результаты исследования влияния импульсных униполярных и биполярных режимов ЭХП на качество поверхности образцов из коррозионностойкой стали, а также сравнительный анализ эффективности использования импульсных режимов ЭХП вместо постоянного тока. Установлены технологические параметры ЭХП с применением импульсных режимов, обеспечивающие наиболее качественное полирование поверхности с высокой эффективностью сглаживания микронеровностей и низкими энергозатратами.

Ключевые слова: импульс, электрохимическое полирование, электролит, шероховатость, плотность тока, напряжение, эффективность

Для цитирования: Применение импульсных режимов при электрохимическом полировании коррозионностойких сталей / Ю. Г. Алексеев [и др.] // *Наука и техника*. 2019. Т. 18, № 3. С. 200–208. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-200-208>

Use of Pulsed Modes in Electrochemical Polishing of Corrosion-Resistant Steels

Yu. G. Aliakseyeu¹⁾, A. Yu. Korolyov¹⁾, V. S. Niss¹⁾, A. E. Parshuto¹⁾, A. S. Budnitskiy¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. Electrochemical polishing (ECP) of metal and alloy surface is currently one of the most advanced technological processes to improve quality of the surface, despite the fact that it has been used in industry for many decades. This is mainly due to a number of significant advantages of the process compared to mechanical polishing using free or bonded abrasive.

Адрес для переписки

Королёв Александр Юрьевич
Белорусский национальный технический университет
ул. Я. Коласа, 24,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 292-25-98
korolyov@park.bntu.by

Address for correspondence

Korolyov Aleksandr Yu.
Belarusian National Technical University
24 Ya. Kolasa str.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 292-25-98
korolyov@park.bntu.by

However, the ECP in its classical form has a number of significant drawbacks. One of them is a dependence of treatment modes and electrolyte compositions on the processed material. In addition, aggressive expensive electrolytes that require special technologies for disposal are used for ECP. Electrolytes in ECP often require heating to a temperature of 60–90 °C. Processing at such temperatures causes significant harm to the environment and production personnel. To eliminate the existing disadvantages of the ECP and expand its technological capabilities, a processing method with application of pulsed unipolar and bipolar modes has been proposed. As a result, fundamentally new processes of pulse ECP with a pulse duration of 0.05–20.00 ms have been developed. They provide a reduction of energy costs for the process and high efficiency of polishing in comparison with traditional DC polishing. The rate of smoothing micro-roughness of the treated surface related to the total metal removal is significantly increased. The use of pulse modes in comparison with traditional ECP allows processing in universal electrolytes of simple compositions based on sulfuric and orthophosphoric acids without addition of chromium anhydride. Application of the developed pulse modes, which will provide at low metal removal a significant change in surface roughness, is the most appropriate for the ECP of precise parts, products or parts of small cross-section and rigidity, such as medical devices for minimally invasive surgery, precision engineering parts, etc. The paper presents results of a study for influence of pulsed unipolar and bipolar ECP modes on the surface quality of stainless steel specimens, as well as a comparative analysis of the efficiency of using pulsed ECP modes instead of DC polishing. The technological parameters of ECP using pulsed modes, providing the highest quality surface polishing with high efficiency of micro-roughness smoothing and low energy consumption have been established in the paper.

Keywords: pulse, electrochemical polishing, electrolyte, roughness, current density, voltage, efficiency

For citation: Aliakseyeu Yu. G., Korolyov A. Yu., Niss V. S., Parshuto A. E., Budnitskiy A. S. (2019) Use of Pulsed Modes in Electrochemical Polishing of Corrosion-Resistant Steels. *Science and Technique*. 18 (3), 200–208. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-200-208> (in Russian)

Введение

Коррозионноустойчивая сталь получила широкое распространение в медицине в качестве стерильного, устойчивого и безопасного материала, который можно неоднократно подвергать воздействию агрессивной среды дезинфицирующих химических веществ [1–3]. Из коррозионноустойчивой стали изготавливают хирургические импланты (стенды, катетеры, вальвулотомы, гильзы для зубных коронок и др.), хирургические и эндодонтические инструменты (зондирующие, оттесняющие), а также специальные микроинструменты, имеющие малые размеры рабочих частей (дрельборты, пульпоэкстракторы, каналонаполнители, буравы корневые и др.) [4–7]. Как правило, предъявляются повышенные требования к качеству рабочих поверхностей таких медицинских изделий, что обусловлено их эксплуатационными характеристиками.

Традиционными и самыми распространенными способами улучшения качества поверхности являются методы механического, электрохимического полирования (ЭХП) и электролитно-плазменного полирования (ЭПП) [8–12]. Недостатки механических методов – высокая ресурсоемкость, ограничения по сложности формы изделий и дефекты в виде неметаллических включений [12]. Большинство недостатков механической полировки можно избежать, используя ЭХП или ЭПП [9–11]. ЭХП в своем классическом виде имеет ряд существенных

недостатков, которые в условиях современной промышленности недопустимы. Использование дорогостоящих электролитов, обладающих высокой токсичностью и негативно влияющих на технологическое оборудование, обслуживающий персонал и окружающую среду, превращает ЭХП в неэффективную технологию с экономической и экологической точек зрения [9]. Кроме того, качество ЭХП зависит не только от состава электролита, но и от химического состава, структуры полируемого металла. Наличие даже малых количеств легирующих элементов ведет к значительному ухудшению качества обработанной поверхности. Использовать дешевые и экологически чистые электролиты позволяет применение ЭПП [9], производительность и экономическая эффективность технологических операций которого в пять–шесть раз больше, чем при ЭХП в растворах кислот. Однако ЭПП обладает значительной энергоемкостью и требует использования усиленных мер электробезопасности из-за высокого рабочего напряжения [10]. Кроме того, в процессе ЭПП затруднены контроль и управление съемом металла. В связи с этим повышается актуальность создания альтернативного способа полировки сложнопрофильных изделий медицинского назначения с использованием современных и прогрессивных технологий.

Импульсные и реверсные токи при ЭХП находят все более широкое распространение в современной промышленности при финишной

обработке малогабаритных изделий, имеющих труднодоступные для других способов участки поверхности. Метод импульсного ЭХП характеризуется как эффективный для удаления заусенцев, скругления острых кромок, очистки и полирования поверхности ювелирных изделий [11], деталей точной механики, медицинского инструментария, имплантатов [12], корпусов часов, мебельной фурнитуры, зубных протезов и др. Основное преимущество применения импульсных и реверсивных токов состоит в гибкости и стабильности процесса. Данная технология полировки является более эффективной благодаря улучшенной локализации анодного растворения [13] и простоте контроля глубины обработки по сравнению с полировкой при постоянном токе [14].

Высокое качество ЭХП достигается, когда скорости анодного растворения и пассивации поверхности соизмеримы и достаточно высоки [15]. Это приводит к ускоренному растворению активированных микровыступов обрабатываемой поверхности по сравнению с пассивированными микровпадинами, что обеспечивает сглаживание микрорельефа. Максимальные величины поляризации, связанные с анодным растворением и пассивацией, достигаются не сразу, а развиваются с различной динамикой в микро- и миллисекундном диапазоне времени [15]. Поэтому, варьируя значениями электрических характеристик в данном временном диапазоне, можно сформировать анодный потенциал, обеспечивающий оптимальное соотношение скоростей растворения и пассивационных процессов, способствующих получению наивысшей скорости сглаживания микрорельефа поверхности.

Обработка с использованием биполярных импульсов имеет несколько основных электрических характеристик: анодный импульс, катодный импульс и паузу [16] (рис. 1). Анодный импульс i_a предназначен для контроля скорости удаления материала и установления оптимальной плотности тока. Катодный импульс i_k необходим для депассивации (удаления оксидной пленки) обрабатываемой поверхности. Благодаря катодному импульсу пропадает необходимость использования ряда оксидоудаляющих химических добавок в рабочем растворе [16]. Пауза используется для восстановления концентрации активных частиц в зоне обработки

и удаления продуктов полирования. Несмотря на то что биполярная импульсная электрохимическая обработка имеет катодный период t_k и паузу между импульсами, скорость удаления материала, как правило, оказывается выше или равной скорости при постоянном токе [17].

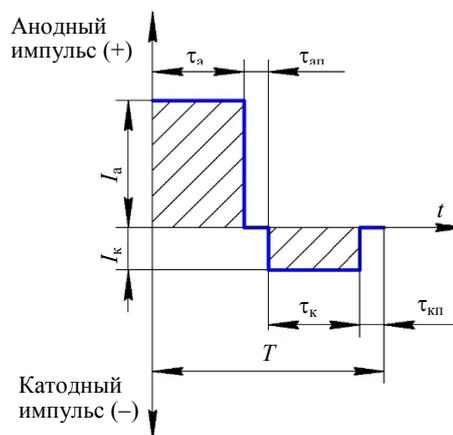


Рис. 1. Обобщенная форма импульсов биполярной импульсной электрохимической обработки
 Fig. 1. Generalized form of pulses for bipolar pulse electrochemical machining

Цель настоящей работы – исследование влияния импульсных униполярных и биполярных режимов ЭХП на качество поверхности образцов из коррозионностойкой стали, сравнительный анализ эффективности использования импульсных режимов вместо постоянного тока в процессе ЭХП, а также установление технологических параметров импульсного ЭХП, обеспечивающих наиболее качественное полирование поверхности с высокой эффективностью сглаживания микронеровностей и низкими энергозатратами.

Материалы, оборудование и методы исследований

В ходе исследований выполнялся сравнительный анализ производительности, качества и эффективности обработки поверхности образцов после ЭХП с различными видами технологического тока: ЭХП на постоянном токе и импульсное ЭХП с униполярными и биполярными режимами.

Исследования проводили на плоских образцах из коррозионностойкой стали 12Х8Н10Т размерами 50×15×1,5 мм. Образцы предваритель-

но обрабатывали шлифовальной бумагой SiC зернистостью P300. ЭХП образцов выполняли в электролите следующего состава: 50 % – ортофосфорная кислота (H_3PO_4); 25 – серная кислота (H_2SO_4); 20 – глицерин ($C_3H_8O_3$); 5 % – дистиллированная вода (H_2O). Температура электролита поддерживалась в пределах $(33 \pm 5) ^\circ C$. Необходимое значение плотности тока устанавливалось путем изменения напряжения. Продолжительность обработки каждого образца составляла 3 мин.

Для обработки образцов разработано экспериментальное оборудование, состоящее из биполярного регулируемого источника постоянного напряжения [18], блока системы формирования биполярных импульсов заданной длительности, ванны с устройствами нагрева, охлаждения и перемешивания электролита (рис. 2).



Рис. 2. Экспериментальное оборудование для выполнения исследований

Fig. 2. Experimental equipment for research

Изменение шероховатости поверхности производили профилометром MarSurf PS1. Контроль и запись формы импульсов тока осу-

ществляли запоминающим цифровым осциллографом С8-46/1. Убыль массы образцов после обработки измеряли с помощью аналитических весов Ohaus Pioneer PA214. Для оценки изменения блеска поверхности образцов до и после обработки использовали специально разработанное устройство, позволяющее получить количественную характеристику блеска в процентах относительно эталонной поверхности. Эталонной поверхностью служило зеркало, коэффициент отражения которого приравнялся к 100 %. Устройство содержало источник направленного света и светочувствительный датчик, чувствительность которого регулировалась потенциометром.

Плотность тока при ЭХП образцов на постоянном токе составляла 0,5; 0,75 и 1,0 А/см². Более высокие значения плотности тока приводили к перегреву электролита и интенсивному пенообразованию, в результате чего возникала сложность сохранения постоянных условий обработки. Диаграммы и осциллограммы при обработке образцов в импульсных режимах представлены на рис. 3 и 4.

ЭХП образцов в униполярном режиме выполнялось при следующих характеристиках анодных импульсов:

- длительность импульсов: $\tau_a = 0,05; 0,5$ и 5 мс;
- период следования импульсов: $T = 0,1; 1$ и 10 мс;
- скважность импульсов $S = 2$;
- амплитудная плотность тока анодных импульсов: $i_a = 0,5; 0,75; 1,0; 1,25$ и $1,5$ А/см².

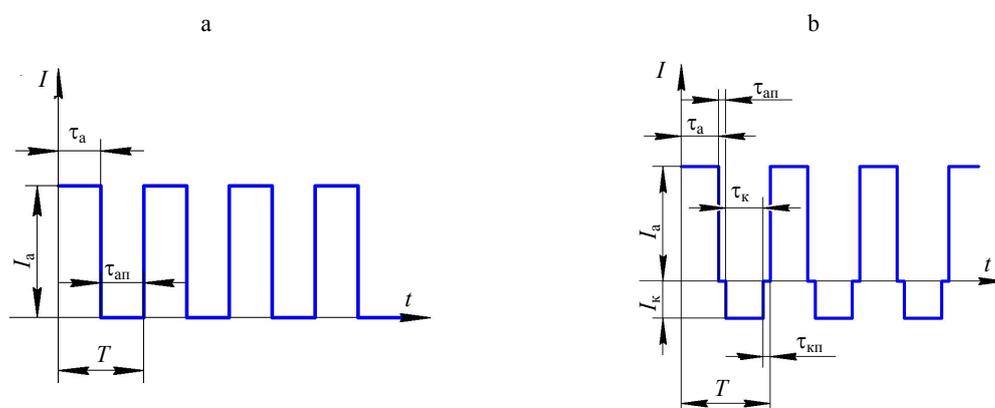


Рис. 3. Схемы импульсов при обработке образцов в режимах: а – униполярном; б – биполярном

Fig. 3. Schemes of pulses for sample processing in modes: a – unipolar; b – bipolar

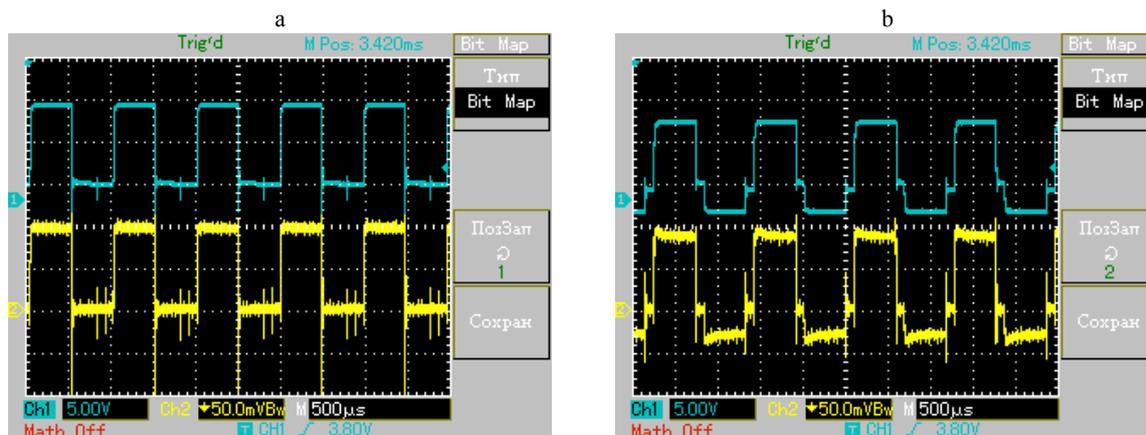


Рис. 4. Осциллограммы импульсов при обработке образцов в режимах: а – униполярном; б – биполярном
 Fig. 4. Oscillograms of pulses during sample processing in modes: a – unipolar; b – bipolar

Характеристики импульсов при обработке в биполярном режиме:

- длительность импульсов τ_a, τ_k : 0,05; 0,5 и 5 мс;
- длительность бестоковой паузы между анодным и катодным импульсами: $\tau_{ап} = \tau_{кп} = 0,2\tau_a$;
- период следования импульсов: $T = 0,12$; 1,2 и 12 мс;
- скважность анодных импульсов $S = 2,4$.

Для установления амплитуды отрицательного импульса, обеспечивающей максимальное изменение шероховатости поверхности в биполярном режиме, предварительно выполнялась обработка образцов с различным отношением амплитуд катодного и анодного импульсов I_k/I_a : 1/6; 1/4; 1/3; 5/12 и 1/2. Полученные зависимости влияния соотношения амплитуд отрицательного и положительного импульсов I_k/I_a в процессе биполярного ЭХП на изменение шероховатости поверхности образцов ΔR_a представлены на рис. 5.

Из зависимостей на рис. 5 видно, что максимальное повышение качества поверхности достигается при $I_k/I_a = 1/3$. При этом наилучший эффект наблюдается при длительности анодного и катодного импульсов 0,5 и 5 мс. Короткие импульсы ($\tau_a = \tau_k = 0,05$ мс) при выбранной плотности тока ($0,5 \text{ А/см}^2$) не обеспечивают значимого улучшения качества поверхности. Вероятно, в этом случае для исследуемого материала из-за недостаточной длительности импульсов на микровыступах обрабатываемой поверхности не создаются условия, необходимые для их активной поляризации. Таким образом,

в дальнейшем при обработке образцов в биполярном режиме использовалось соотношение амплитуд катодного и анодного импульсов $I_k/I_a = 1/3$.

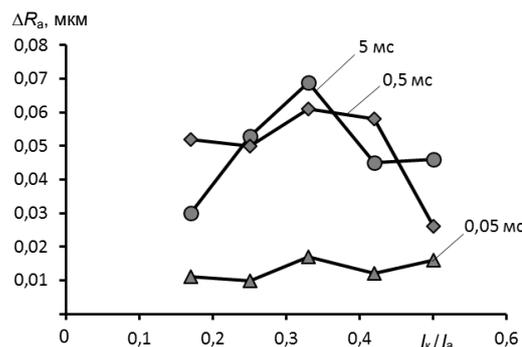


Рис. 5. Влияние соотношения амплитуд отрицательного и положительного импульсов в процессе биполярного электрохимического полирования на изменение шероховатости поверхности образцов при различных значениях длительности импульсов

Fig. 5. Influence of amplitude ratio for negative and positive pulses in the process of bipolar ECP on change of sample surface roughness at different values of pulse duration

Результаты исследований и их обсуждение

Результаты экспериментальных исследований влияния плотности тока на изменение шероховатости поверхности образцов при различных значениях длительности импульсов в униполярном и биполярном режимах ЭХП представлены на рис. 6. Для сравнения на графиках также приведены данные по изменению шероховатости поверхности образцов при обработке на постоянном токе.

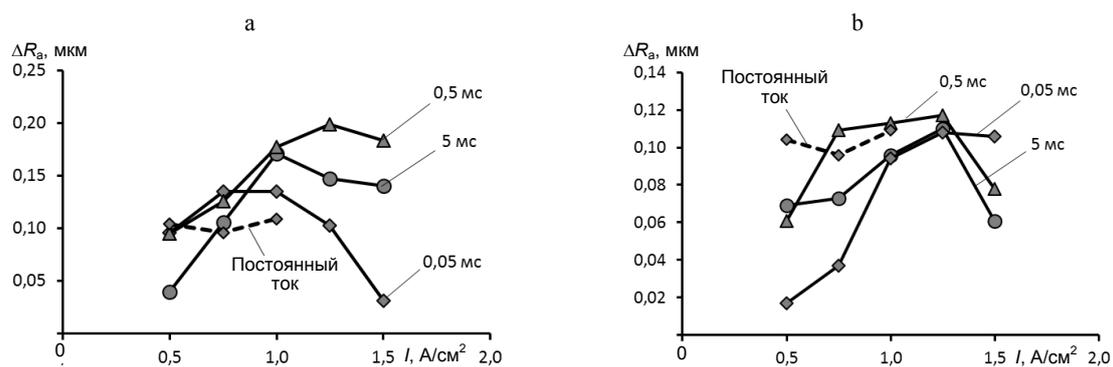


Рис. 6. Влияние плотности анодного тока на изменение шероховатости поверхности образцов при различных значениях длительности импульсов: а – положительные импульсы; б – биполярные импульсы

Fig. 6. Effect of anode current density on change of sample surface roughness at different values of pulse duration: a – positive pulses; b – bipolar pulses

Из результатов исследований видно, что наибольшее изменение шероховатости как при использовании униполярного, так и биполярного режимов достигается при длительности импульса 0,5 мс. Высокое качество обработки при такой длительности импульса обеспечивается, по-видимому, благодаря созданию наиболее благоприятных условий, при которых формируются соизмеримые и высокие скорости анодного растворения и пассивации поверхности, что позволяет полностью удалять продукты травления и восстанавливать концентрацию действующих компонентов в зоне обработки. Соответственно дальнейшие исследования импульсных режимов проводились при длительности анодных и катодных импульсов 0,5 мс. Униполярный режим обеспечивает значительно большее изменение шероховатости по сравнению с обработкой на постоянном токе (рис. 6а). Изменение шероховатости образцов, обработанных в биполярном режиме при плотности тока анодных импульсов 0,75–1,00 A/cm^2 , приблизительно соответствует изменению шероховатости при обработке на постоянном токе (рис. 6б).

Сравнение значений шероховатости поверхности R_a образцов после ЭХП с различными видами технологического тока показывает, что наиболее качественная обработка обеспечивается при использовании импульсного униполярного режима (рис. 7а). После ЭХП на импульсном униполярном режиме продолжительностью 3 мин максимальное изменение шероховатости ΔR_a составляет 0,199 μm при плотности тока 1,25 A/cm^2 , что значительно превышает величины ΔR_a , полученные для образцов после

обработки на постоянном токе (0,133 μm при $i = 1,0 \text{ A}/\text{cm}^2$) и в импульсном биполярном режиме (0,117 μm при $i_a = 1,25 \text{ A}/\text{cm}^2$). Однако, несмотря на низкую степень сглаживания микрорельефа, наибольшее повышение блеска поверхности (глянцевание) достигается для образцов, обработанных на постоянном токе (рис. 7б). Импульсный биполярный режим обеспечивает наименьший блеск поверхности. Съем металла при ЭХП на постоянном токе значительно выше, чем при обработке на импульсных режимах (рис. 7с). Например, при плотности тока 1,0 A/cm^2 в 2,2 раза больше, чем на импульсном униполярном режиме, и в 3,1 раза больше, чем на импульсном биполярном режиме.

Количественно эффективность ЭХП при использовании различных видов технологического тока оценивалась как отношение изменения шероховатости ΔR_a образца к изменению его массы Δm после обработки. Диаграмма, демонстрирующая влияние режимов электрохимического полирования на эффективность сглаживания микронеровностей, представлена на рис. 8. Из диаграммы видно, что эффективность при использовании импульсных режимов существенно выше, чем при обработке на постоянном токе. Наибольшие значения эффективности достигаются для биполярного импульсного режима при плотности тока 0,75 A/cm^2 и униполярного импульсного режима при плотности тока 1,0 A/cm^2 . Полученные для импульсных режимов значения в два раза превышают максимальную эффективность при использовании постоянного тока плотностью 0,5 A/cm^2 .

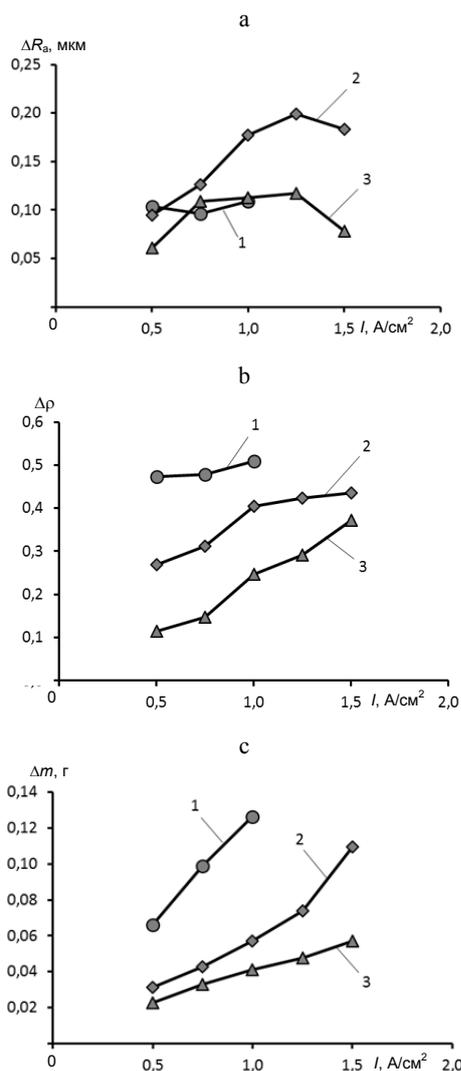


Рис. 7. Влияние плотности анодного тока на изменение шероховатости поверхности (а), блеска (b) и съема металла (с): 1 – постоянный ток; 2, 3 – униполярный и биполярный импульсы соответственно

Fig. 7. Effect of anode current density on surface roughness change (a), gloss change (b) and metal removal (c): 1 – direct current; 2, 3 – unipolar and bipolar pulses, respectively

Необходимо отметить, что хотя максимальное значение эффективности достигается для биполярного импульсного режима, однако при этом абсолютное изменение шероховатости существенно ниже, чем при использовании униполярного импульсного режима (рис. 7а).

Учитывая, что чрезмерный съем металла в операциях финишной обработки чаще всего является нежелательным, особенно при обработке точных деталей, изделий или деталей ма-

лого сечения и жесткости, очевидно, что для их обработки целесообразно использование именно импульсных режимов, которые при малом съеме металла обеспечивают существенное изменение шероховатости поверхности, т. е. имеют большую эффективность.

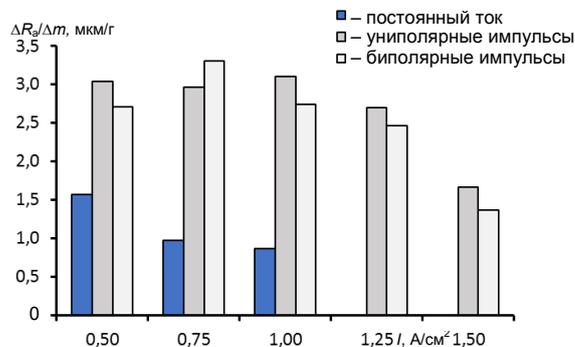


Рис. 8. Влияние режимов электрохимического полирования на эффективность сглаживания микронеровностей

Fig. 8. Effect of ECP modes on efficiency of micro-roughness smoothing

Энергетическая эффективность ЭХП с различными видами технологического тока определялась как отношение затраченной в процессе обработки электрической энергии к изменению параметра шероховатости ΔR_a на единицу обработанной поверхности

$$E = \frac{UIt}{\Delta R_a S}, \quad (1)$$

где U – напряжение обработки, В; I – сила тока, А; t – продолжительность обработки, с; S – площадь обрабатываемой поверхности, cm^2 .

Значения рабочего напряжения в процессах ЭХП с различными видами технологического тока устанавливались экспериментально. Для импульсных режимов анодная плотность тока принималась равной $1,0 A/cm^2$, так как при этом значении обеспечиваются достаточно высокие показатели качества поверхности и высокая эффективность обработки. При обработке образцов площадью $9,0 cm^2$ для создания положительных импульсов тока амплитудой $9,0 A$ рабочее напряжение составляло $9,9 В$. Для создания отрицательного импульса амплитудой $3,0 A$ в биполярном режиме требовалось напряжение $2,0 В$. Поскольку при обработке на постоянном токе качество поверхности практически не зависит от плотности тока, для энергетических расчетов использовался режим, при котором обеспечивалась максималь-

ная эффективность обработки – плотность тока $0,5 \text{ A/cm}^2$ (сила тока $4,5 \text{ A}$). При этом необходимое напряжение обработки составляло $7,0 \text{ В}$.

При использовании постоянного тока энергия затрачивалась на протяжении всего периода обработки $t = 180 \text{ с}$. Для импульсных режимов продолжительность обработки принималась исходя из коэффициента заполнения, т. е. учитывалось только время действия токовых импульсов. Так, для униполярной обработки продолжительность t составила 90 с , а для биполярного режима время воздействия: анодных импульсов $t_a = 75 \text{ с}$, катодных $t_k = 75 \text{ с}$.

По результатам выполненных расчетов установлено, что наиболее эффективным является униполярный режим ЭХП. Энергетические затраты на процесс полирования в этом режиме на 13% меньше, чем при обработке на постоянном токе, и на 39% меньше, чем в биполярном импульсном режиме (рис. 9).

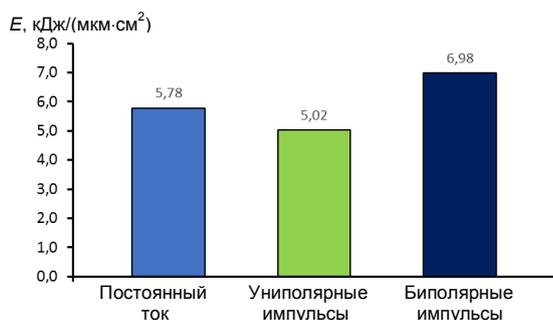


Рис. 9. Влияние вида технологического тока на энергетическую эффективность электрохимического полирования

Fig. 9. Effect of technological current type on energy efficiency of ECP

ВЫВОДЫ

1. По результатам выполненных исследований установлено, что наиболее качественное электрохимическое полирование поверхности обеспечивается при использовании импульсного униполярного режима с длительностью импульса $0,5 \text{ мс}$. После обработки продолжительностью 3 мин максимальное изменение шероховатости ΔR_a составляет $0,199 \text{ мкм}$ при плотности тока $1,25 \text{ A/cm}^2$, что значительно превышает значения ΔR_a , полученные для образцов после обработки на постоянном токе ($0,133 \text{ мкм}$ при $i = 1,0 \text{ A/cm}^2$) и в импульсном биполярном режиме ($0,117 \text{ мкм}$ при $i_a = 1,25 \text{ A/cm}^2$).

2. Применение импульсных режимов в процессе электрохимического полирования обеспечивает существенное снижение шероховатости поверхности при малом съеме металла.

Так, наибольшие значения эффективности сглаживания микронеровностей, определяемой как отношение изменения шероховатости ΔR_a к съему металла Δm , достигаются для биполярного импульсного режима при плотности тока $i = 0,75 \text{ A/cm}^2$ и униполярного импульсного режима при анодной плотности тока $i_a = 1,0 \text{ A/cm}^2$. Полученные для импульсных режимов значения эффективности в два раза превышают максимальную эффективность (при $i = 0,5 \text{ A/cm}^2$) для традиционного электрохимического полирования с использованием постоянного тока. Соответственно наиболее целесообразно использование импульсных режимов для обработки точных деталей, изделий или деталей малого сечения и жесткости.

3. Энергетическая эффективность, определяемая как отношение затраченной в процессе обработки электрической энергии к изменению параметра шероховатости ΔR_a на единицу обработанной поверхности, на процесс электрохимического полирования в униполярном импульсном режиме на 13% меньше, чем при обработке на постоянном токе, и на 39% меньше, чем при обработке в биполярном импульсном режиме.

ЛИТЕРАТУРА

- Bhat, S. V. Biomaterials / S. V. Bhat // Kluwer Academic Publishers. Boston: MA, USA, 2002. 265 p.
- Park, J. B. Biomaterials: An Introduction / J. B. Park, R. S. Lakes. 3rd ed. New York: Springer Link, 2007. 561 p.
- Witte, F. The History of Biodegradable Magnesium Implants: a Review / F. Witte // Acta Biomater. 2010. Vol. 6, No 5. P. 1680–1692. <https://doi.org/10.1016/j.actbio.2010.02.028>.
- Нержавеющая сталь в медицине [Электронный ресурс] // Никель. 2010. № 2. Режим доступа: <https://docplayer.ru/61467298-Nerzhavayushchaya-stal-sterilnyy-ustoychi-vyy-bezopasnyy-sistemy-ekranirovaniya-dlya-zashchity-bezopasnost-v-zdravoohranenii.html>.
- Сабитов, В. Х. Медицинские инструменты / В. Х. Сабитов. М.: Медицина, 1985. С. 21–31.
- Кириченко, В. Г. Металлография и металловедение сталей. 1. Сплавы и наноматериалы в ядерной энергетике / В. Г. Кириченко, С.В. Литовченко. Харьков: Харк. нац. ун-т имени В. Н. Каразина, 2012. С. 6–14.
- Newson, T. Stainless Steel – a Family of Medical Device Materials / T. Newson. London: World Markets Research Centre: Medical Device Manufacturing & Technology, 2002. 5 p.
- Ставышенко, А. С. Основные показатели качества поверхности деталей из нержавеющей стали после полирования электрохимическим способом: сб. науч. тр. / А. С. Ставышенко // Сборник научных трудов НГТУ. 2009. Т. 55, № 1. С. 51–56.
- Электролитно-плазменное полирование титановых и ниобиевых сплавов / Ю. Г. Алексеев [и др.] // Наука

- и техника. 2018. Т. 17, № 3. С. 211–219. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2018-17-3-211-219>.
10. Электролитно-плазменная обработка при нестационарных режимах в условиях высокоградиентного электрического поля / Ю. Г. Алексеев [и др.] // Наука и техника. 2017. Т. 16, № 5. С. 391–399. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2017-16-5-391-399>.
 11. Галанин, С. И. Электрохимическое полирование и глянецование поверхности ювелирных изделий с использованием импульсных токов – технология завтрашнего дня / С. И. Галанин, М. В. Сорокина, А. Ю. Токмаков // Русский ювелир. 2005. № 6. С. 113–116.
 12. Decnath, S. Investigation into Electrochemical Micromachining Process for Fabricating 3D-Fine Patterns in Air Lubricated Bearing / S. Decnath, S. Mahata // 5th International & 26th All India Manufacturing Technology, Design and Research Conference (AIMTDR 2014) December 12–14, 2014, IIT Guwahati, Assam, India. P. 231-1-231-6.
 13. Jeong-Woo Park. New Development of Combined Electrochemical Processes for Mirror Like Micro Grooves [Electronic Resource] / Jeong-Woo Park, Eun-Sang Lee, Young-Hun Moon. Mode of access: http://aspe.net/publications/Annual_2002/PDF/POSTERS/4proc/6polish/927.PDF.
 14. Park, J. W. Development of Electrochemical Micro Machining for Air-Lubricated Hydrodynamic Bearings / J. W. Park, E. S. Lee // *Microsystem Technologies*. 2002. Vol. 9, No 1–2. P. 61–66. <https://doi.org/10.1007/s00542-002-0184-8>.
 15. Galanin, S. I. Technological Features of Electrochemical Polishing of Gold Alloys by Pulse Currents / S. I. Galanin, I. V. Kalinnikov, A. S. Galanina // *Surface Engineering and Applied Electrochemistry*. 2009. Vol. 45, No 2. P. 85–92. <https://doi.org/10.3103/s1068375509020021>.
 16. Taylor, E. J. Electrochemical Surface Finishing / E. J. Taylor, M. Inman // *Interface Magazine*. 2014. Vol. 23, No 3. P. 57–61. <https://doi.org/10.1149/2.f05143if>.
 17. Taylor, E. J. Adventures in Pulse/Pulse Reverse Electrolytic Processes: Explorations and Applications in Surface Finishing/ E. J. Taylor // *Plating and Surface Finishing*. 2008. Vol. 95, No 12. P. 25–35.
 18. Источник питания для исследования импульсных электрохимических процессов / Ю. Г. Алексеев [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2018. Т. 61, № 3. С. 246–257. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-3-246-257>.
- Поступила 14.11.2018
Подписана в печать 19.02.2019
Опубликована онлайн 30.05.2019
- REFERENCES
1. Bhat S. V. (2002) *Biomaterials*. Springer, Dordrecht. 265. <https://doi.org/10.1007/978-94-010-0328-5>.
 2. Park J. B., Lakes R. S. (2007) *Biomaterials: An Introduction*. 3rd ed. New York: Springer Link. 561.
 3. Witte F. (2010) The History of Biodegradable Magnesium Implants: a Review. *Acta Biomaterialia*, 6 (5), 1680–1692. <https://doi.org/10.1016/j.actbio.2010.02.028>.
 4. Stainless Steel in Medicine. *Nickel*, 2010, (2). Available at: <https://docplayer.ru/61467298-Nerzhaveyushchaya-stal-sterilnyy-ustoychivyy-bezopasnyy-sistemy-ekranirovaniya-dlya-zashchity-bezopasnost-v-zdravoohraneni.html> (in Russian).
 5. Sabitov V. Kh. (1985) *Medical Instruments*. Moscow, Meditsina Publ., 21–31 (in Russian).
 6. Kirichenko V. G., Litovchenko S. V. (2012) *Metallography and Metallurgy of Steels. I. Alloys and Nanomaterials in Nuclear Power*. Kharkiv, V. N. Karazin. Kharkiv National University, 6–14 (in Russian).
 7. Newson T. (2002) *Stainless Steel – a Family of Medical Device Materials*. London, World Markets Research Centre: Medical Device Manufacturing & Technology. 5.
 8. Stavysenko A. S. (2009) The Main Indicators of the Surface Quality of Parts Made of Stainless Steels after Electromechanical Polishing: Collection of Research Papers. *Sbornik Nauchnykh Trudov NGTU = Transaction of Scientific Papers of the Novosibirsk State Technical University*, 55 (1), 51–56 (in Russian).
 9. Aliakseyeu Yu. G., Korolyov A. Yu., Niss V. S., Parshuto A. E., Budnitskiy A. S. (2018) Electrolyte-Plasma Polishing of Titanium and Niobium Alloys. *Nauka i Tekhnika = Science & Technique*, 17 (3), 211–219 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2018-17-3-211-219>.
 10. Aliakseyeu Yu. G., Korolyov A. Yu., Niss V. S., Parshuto A. E. (2017) Electrolyte-Plasma Treatment under Non-Stationary Mode in High-Gradient Electric Field. *Nauka i Tekhnika = Science & Technique*, 16 (5), 391–399 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2017-16-5-391-399>.
 11. Galanin S. I., Sorokina M. V., Tokmakov A. Yu. (2005) Electrochemical Polishing and Surface Polishing of Jewelry Using Pulsed Current – Technology of Tomorrow. *Russkii Yuvelir [Russian Jeweler]*, (6), 113–116 (in Russian).
 12. Decnath S., Mahata S. (2014) Investigation into Electrochemical Micromachining Process for Fabricating 3D-Fine Patterns in Air Lubricated Bearing. *5th International & 26th All India Manufacturing Technology, Design and Research Conference (AIMTDR 2014) December 12–14, 2014*. IIT Guwahati, Assam, India, 231-1-231-6.
 13. Jeong-Woo Park, Eun-Sang Lee, Young-Hun Moon (2002) *New Development of Combined Electrochemical Processes for Mirror Like Micro Grooves*. Available at: http://aspe.net/publications/Annual_2002/PDF/POSTERS/4proc/6polish/927.PDF.
 14. Park J. W., Lee E. S. (2002) Development of Electrochemical Micro Machining for Air-Lubricated Hydrodynamic Bearings. *Microsystem Technologies*, 9 (1–2), 61–66. <https://doi.org/10.1007/s00542-002-0184-8>.
 15. Galanin S. I., Kalinnikov I. V., Galanina A. S. (2009) Technological Features of Electrochemical Polishing of Gold Alloys by Pulse Currents. *Surface Engineering and Applied Electrochemistry*, 45 (2), 85–92. <https://doi.org/10.3103/s1068375509020021>.
 16. Taylor E. J., Inman M. (2014) Electrochemical Surface Finishing. *Interface Magazine*, 23 (3), 57–61. <https://doi.org/10.1149/2.f05143if>.
 17. Taylor E. J. (2008) Adventures in Pulse/Pulse Reverse Electrolytic Processes: Explorations and Applications in Surface Finishing. *Plating and Surface Finishing*, 95 (12), 25–35.
 18. Aliakseyeu Yu. G., Korolyov A. Yu., Niss V. S., Parshuto A. E., Soroka E. V., Budnitskiy A. S. (2018) Power Supply for the Investigation of Pulse Electrochemical Processes. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obiedinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 61 (3), 246–257 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-61-3-246-257>.
- Received: 14.11.2018
Accepted: 19.02.2019
Published online: 30.05.2019

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-209-215>

UDC 62.2

Mathematical Model of Energy Processes in Industrial Electric Screwdriver

A. Nieoczym¹⁾, K. Drozd¹⁾, P. Veselik²⁾

¹⁾Lublin University of Technology (Lublin, Poland),

²⁾University of Defence (Brno, Czech Republic)

Abstract. An electric screwdriver has been designed to work in an automatic cycle on assembly lines. A characteristic feature of the screwdriver is the use of a low power motor in comparison with commonly used devices. The work for tightening a threaded joint takes place at the expense of kinetic energy in components of a drive system and the working screwdriver. It has been proved that an ability of the screwdriver to perform tightening works is determined by the sum of a mass moment of inertia in the system of working components and a mass moment of inertia in a motor rotor, reduced to the axis of the screwdriver bit. The process of tightening is characterized by a number of screwing pulses, screwing torque values at the end of each pulse and time of screwing process. Limitation for the value of transmitted tightening torque takes place through an applied overload coupling. The construction work for the screwdriver has been preceded by development of a mathematical model for screwing process and balance of torque moments acting during each phase of the work. Such approach has made it possible to calculate a value of kinetic energy in components of a drive and an operating system converted into tightening work. Kinematic conditions which are to be carried out by the screwdriver at the end of a single tightening pulse have been determined in order to accumulate kinetic energy and start another tightening pulse.

Keywords: screwdriver, tightening process, tightening torque, mass moment of inertia

For citation: Nieoczym A., Drozd K., Veselik P. (2019) Mathematical Model of Energy Processes in Industrial Electric Screwdriver. Science and Technique. 18 (3), 209–215. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-209-215>

Математическая модель энергетических процессов в промышленной электрической отвертке

А. Неочым¹⁾, К. Дрозд¹⁾, П. Веселик²⁾

¹⁾Люблинский технологический университет (Люблин, Польша),

²⁾Университет обороны (Брно, Чешская Республика)

Реферат. Электрическая отвертка была разработана для автоматической работы на сборочных линиях. Характерной особенностью отвертки является использование двигателя малой мощности по сравнению с обычно применяемыми устройствами. Работа по натяжению резьбового соединения происходит за счет кинетической энергии компонентов системы привода и рабочей отвертки. Доказано, что способность отвертки выполнять затяжные работы определяется суммой массового момента инерции системы рабочих компонентов и массового момента инерции ротора двигателя, приведенного к оси наконечника отвертки. Процесс затягивания характеризуется количеством импульсов завинчивания, значениями момента завинчивания в конце каждого импульса и временем процесса завинчивания. Ограничение величины передаваемого момента затяжки происходит через применяемую перегрузочную муфту. Строительным работам по отвертке предшествовала разработка математической модели процесса завинчивания и балансировки крутящих моментов, действующих на каждом этапе работы. Это позволило рассчитать значение кинетической энергии компонентов привода и операционной системы в переводе на затяжные работы. Кинематические условия, которые должны быть выполнены отверткой в конце одного импульса затяжки, были определены для накопления кинетической энергии и запуска другого импульса затяжки.

Ключевые слова: отвертка, процесс затяжки, момент затяжки, момент инерции массы

Для цитирования: Неочым, А. Математическая модель энергетических процессов в промышленной электрической отвертке / А. Неочым, К. Дрозд, П. Веселик // Наука и техника. 2019. Т. 18, № 3. С. 209–215. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-209-215>

Адрес для переписки

Дрозд Казимеж
Люблинский технологический университет
ул. Надбыстрицкая, 38,
20-618, г. Люблин, Польша
Тел.: +48 81 538-42-15
k.drozd@pollub.pl

Address for correspondence

Drozd Kazimierz
Lublin University of Technology
38 Nadbystrzycka str.,
20-618, Lublin, Poland
Tel.: +48 81 538-42-15
k.drozd@pollub.pl

Introduction

The power screwdriver is an assembly tool used for driving in threaded fasteners. In automated assembly processes, special importance is given to the problem of microprocessor control of the device's operation and the possibility of smooth regulation of the tightening torque while maintaining its value within the specified tolerance range [1–4]. These requirements mean that screwdrivers must be designed in a way that will allow them to be used in integrated control and operation-parameter-monitoring systems. In [5], a control method based on artificial networks has been presented. The authors in article [6, 7] presents the results of research on the original screwdriver for industrial applications in the event of the need to obtain the value of the tightening torque in narrower tolerances. The operating of the screwdriver is supervised by the control program, which has implemented algorithms for selecting the operating mode. The program also allows archiving operating parameters and visualization of on-line characteristics of screwing.

A new criterion that has recently been proposed for electric screwdrivers requires that the tools be optimized toward reduced energy consumption by the drive motor. Studies [8–10] report the results of analyses of the impact of the electric motor's load mode and power consumption on the functional

parameters of electric screwdrivers. These tests allowed the authors to analyze changes in the design of working components necessitated by an increase in the energy efficiency coefficient of the electric motor. Paper [11] reports the results of experimental studies aimed at calculating differences in electric energy consumption of a screwdriver with a set tightening torque. Two variables of the screwing process were manipulated: the angular velocity of the screwdriver bit and the number of impacts. Tightening torque and energy consumption were studied as a function of angular velocity of the screwdriver bit and the operating time of the impact mechanism. It was concluded, with regard to the possibilities of controlling the operation of the impact screwdriver, that it was impossible to obtain a desired tightening torque by setting the working time of the impact mechanism and the initial angular velocity (turning rate) at which a threaded connector was driven in.

Another method of reducing the energy consumption of an electric screwdriver is to analyze changes in the kinetic energy of the components of the power transmission (drive) mechanism and the working components during the screwdriving process and then use these data to select an appropriate motor. The original screwdriver described in this present article is a tool [4] which uses a shunt-wound DC motor with a voltage of 30 V and a torque-limiting overload clutch (fig. 1).

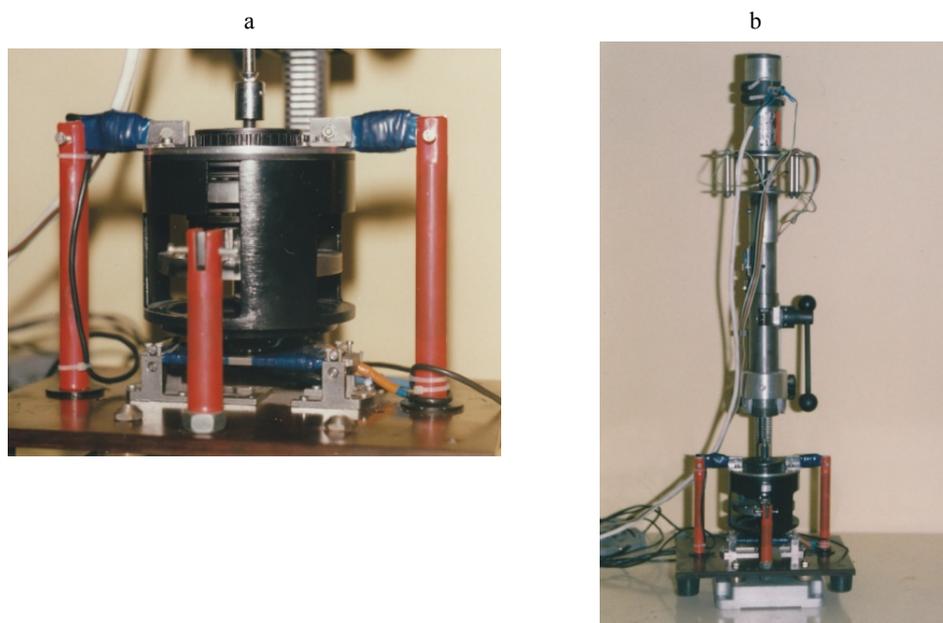


Fig. 1. Testing bench for screwing parameters: a – tool to measure course of force and torques in the process of screwing [12]; b – screwdriver on testing bench

The operating principle of the screwdriver

In designing the screwdriver, we performed design synthesis to make sure that the structure and functional features of the drive system and the working components system would allow to exploit the kinetic energy of the device for performing external work.

The kinematic forces of the individual components of the screwdriver are generated under the influence of the operation of the motor coupled to a planetary gear transmission (fig. 2). They are a function of the motor's angular velocity ω_{zs} , the transmission ratio i_p , and the torque setting of the overload clutch. The rotational speed of the motor changes during a work cycle as a result of increasing tightening torque of the threaded fastener and a lack of a motor power reserve. The kinematic system is switched on and off depending on the relationship between the value of the tightening torque of the threaded fastener and the torque set on the overload clutch. The system is disengaged when the tightening torque of the threaded connector exceeds the torque setting in the clutch. The sum of the values of the mass moment of inertia of the working components system and the mass moment of inertia of the motor's rotor, reduced to the axis of the screwdriver bit I_s , determines the ability of the screwdriving head to drive in a threaded fastener of a given diameter. The movement of the screwdriver bit driving in a threaded connector is related to the movement of the spindle charac-

terized by diameter D , thread pitch H , and length of the threaded part L .

The tightening operation takes place at the expense of the kinetic energy of the components of the drive and the working components. The course of the screwdriving process shows that the demand for kinetic energy for the tightening operation is short-lasting and the maximum kinetic energy necessary for fastening occurs only in the phase of tightening the threaded fastener. The basic conclusion that follows from the assumption that the cycles of installing in threaded fasteners are executed automatically is that none of the components of the drive system and working components can reach a zero angular velocity. The above also implies that these systems (power transmission and working components) can only transmit a limited portion of the kinetic energy necessary for tightening the threaded connection. For the screwdriver to be able to operate in a continuous fashion, after performing the external work, the whole system should accumulate energy to reach the same angular velocity before the next cycle. This requires a comprehensive analysis of functional relationships between the drive system and the working components system, which will allow proper selection of a motor, a gear transmission ratio, and the weight of the working components which perform rotational motion.

The parameters and variables which describe the operation of the screwdriver reflect the course of the screwdriving process shown in fig. 3, 4.

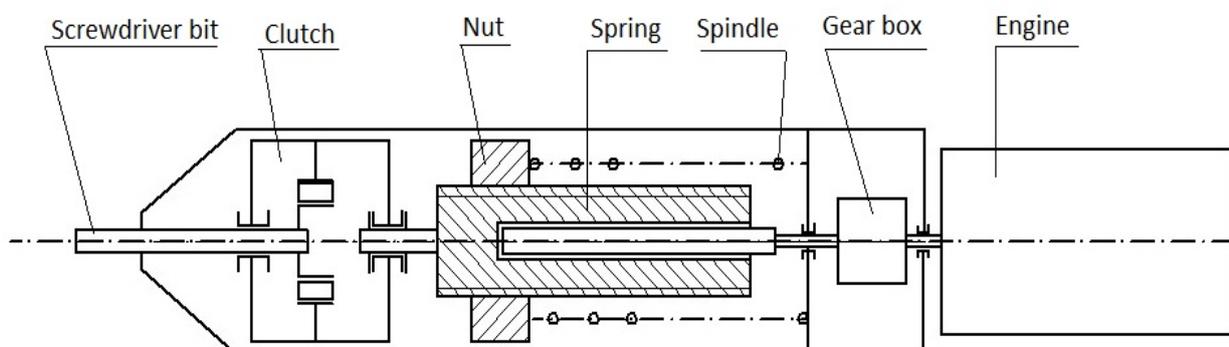


Fig. 2. Diagram of screwdriver construction

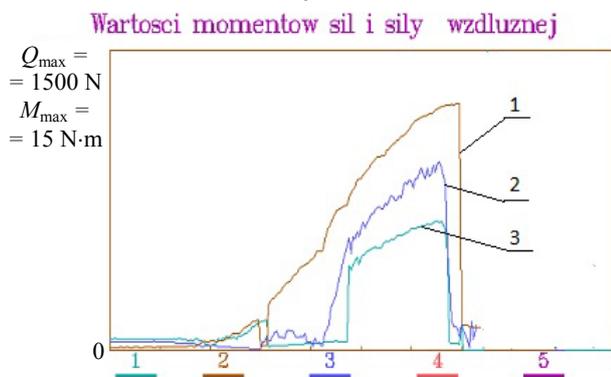
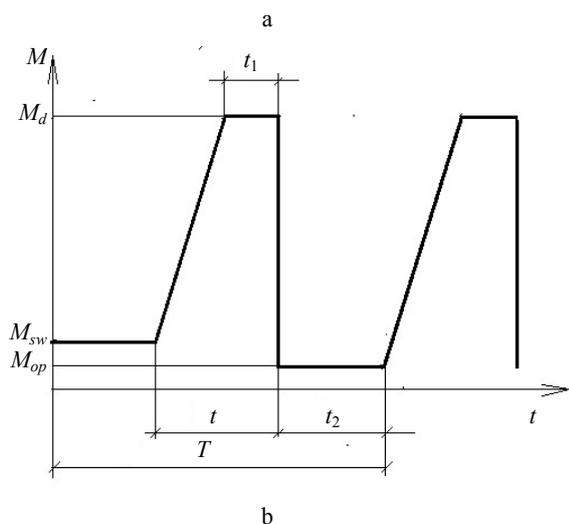


Fig. 3. Screwing process realized by screwdriver: a – theoretical course of screwing process: t – tightening time; t_1 – time of clutch-off; t_2 – time of energy accumulation; T – period of one screwing impulse; M_{sw} – frictional torque during normal screw-driving phase; M_{op} – sum of frictional torques in drive and working component systems; M_d – tightening torque; b – curve illustrating screwing for M6 B 6.8 bolt by means of screwdriver [4], in-screwing parameter measurement on device [12]; 1 – moment on thread; 2 – axial force in bolt; 3 – friction moment under bolt head

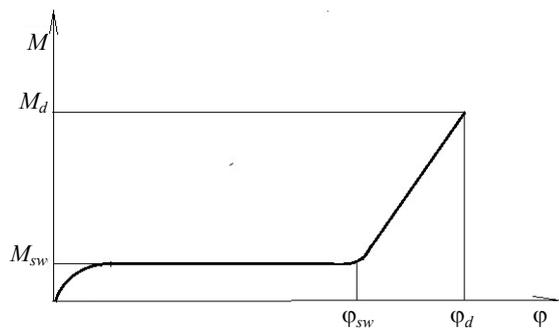


Fig. 4. Theoretical course of screwing process: M_{sw} – frictional torque during normal screw-driving phase; M_d – tightening torque; φ_{sw} – rotation angle of threaded joint at the end of normal screw-driving phase; φ_d – rotation angle of threaded joint at the end of tightening phase

Equation of motion for a system in the tightening and clutch-off phases

During the tightening phase, the tightening torque transmitted by the screwdriver bit to the threaded fastener increases to M_d . Once this value has been reached, the overload clutch disconnects. Kinetic energy of the drive and operating system of the screwdriver

$$E_k = \frac{1}{2} I_s \dot{\varphi}_s^2 + \frac{1}{2} I_{UR} \left(\frac{\dot{\varphi}_s}{i_p} \right)^2 + \frac{1}{2} m_n \left(\frac{\dot{\varphi}_s H}{2\pi i_p} \right)^2 + \frac{1}{2} m_1 \left(\frac{\dot{\varphi}_s H}{2\pi i_p} \right)^2 \quad (1)$$

Energy dissipation function

$$D = M_s (1 - \eta_s) \dot{\varphi}_s + M_s (1 - \eta) + F_{op} \left(\frac{\dot{\varphi}_s H}{2\pi i_p} \right) \quad (2)$$

Potential energy

$$E_p = \frac{1}{2} k \frac{\varphi_s H}{2\pi i_p} + m_n g \frac{H \varphi_s}{2\pi i_p} + m_1 g \frac{H \varphi_s}{2\pi i_p} \quad (3)$$

Components of the Lagrange equation of the second degree

$$\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}_s} = I_s \dot{\varphi}_s + I_{UR} \frac{\dot{\varphi}_s}{i_p} + m_n \left(\frac{H}{2\pi i_p} \right)^2 \dot{\varphi}_s + m_1 \left(\frac{H}{2\pi i_p} \right)^2 \dot{\varphi}_s \quad (4)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}_s} \right) = \left(I_s + I_{UR} \frac{1}{i_p^2} \right) \ddot{\varphi}_s + m_n \left(\frac{H}{2\pi i_p} \right)^2 \ddot{\varphi}_s + m_1 \left(\frac{H}{2\pi i_p} \right)^2 \ddot{\varphi}_s \quad (5)$$

By deleting the first part

$$\left(I_s + I_{UR} \frac{1}{i_p^2} \right) = \left(I_s i_p^2 + I_{UR} \right) \frac{1}{i_p^2} = I_z \frac{1}{i_p^2} \quad (6)$$

After substitution, we get

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}_s} \right) = I_z \frac{1}{i_p^2} \ddot{\varphi}_s + (m_n + m_1) \left(\frac{H}{2\pi i_p} \right)^2 \ddot{\varphi}_s \quad (7)$$

Energy dissipation function

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{\varphi}_s} = M_s (1 - \eta_s) + M_s \frac{1}{i_p} (1 - \eta) + F_{op} \left(\frac{H}{2\pi i_p} \right) \quad (8)$$

Equation of motion for a system in the tightening and clutch-off (disengagement) phases

$$I_z \frac{1}{i_p^2} \ddot{\varphi}_s + (m_n + m_1) \left(\frac{H}{2\pi i_p} \right)^2 \ddot{\varphi}_s + \left(\frac{1}{2}k + m_n + m_1 \right) \frac{H}{2\pi i_p} + M_s \left[(1 - \eta_s) + \frac{1 - \eta}{i_p} \right] + F_{op} \frac{H}{2\pi i_p} = M_d. \quad (9)$$

The value of the kinetic energy of translational motion and the value of potential energy are negligibly small in relation to the kinetic energy of rotary motion. It is then true that

$$I_z \frac{1}{i_p^2} \ddot{\varphi}_s + M_s \left[(1 - \eta_s) + \frac{1 - \eta}{i_p} \right] + F_{op} \frac{H}{2\pi i_p} = M_d, \quad (10)$$

where I_s – mass moment of inertia of the engine's rotor; I_z – mass moment of inertia of the engine's rotor, reduced to the axis of the screwdriver bit; φ_s – rotation angle of the engine rotor; I_{UR} – mass moment of inertia of work system elements; i_p – transmission ratio; m_n – weight of the nut; m_1 – mass of components of the working system without a nut; F_{op} – strength of friction resistance in sliding combination of the elements of the screwdriver; k – spring stiffness; η – mechanical efficiency of the working system; η_s – efficiency of the engine.

Energy losses in the drive system of the screwdriver described by the energy dissipation function D mean that at time t_0 the system does not reach velocity $\dot{\varphi}_s$ but a certain angular velocity $\dot{\varphi}_1$. It is then true that

$$I_z \frac{1}{i_p^2} \dot{\varphi}_1 = M_d, \quad \dot{\varphi}_p \leq \dot{\varphi}_1 \leq \dot{\varphi}_k. \quad (11)$$

According to this assumption, the work required for tightening and disconnecting the clutch is done at the expense of the kinetic energy of the system. Quantitatively, total work can be expressed as

$$L_c = \int_0^{\varphi_d} K \varphi d \varphi, \quad (12)$$

where φ_d – tightening angle of the threaded fastener; K – threaded fastener constant.

Tightening torque M_d , tightening angle φ_d , and threaded fastener constant K as a function of diameter d of the screw being inserted [7]:

$$M_d = 0,0699 d^{2,6421}; \quad r^2 = 0,9978; \\ K = 2,3262 d^{0,7527}; \quad r^2 = 0,9674; \\ \varphi_d = 0,03 d^{1,8897}; \quad r^2 = 0,993.$$

If at the starting time of the screwdriving process t_0 , the system has velocity ω_p , and at the moment of disengagement t , it has angular velocity ω_k , the following condition determining the kinetic energy of a system being in rotational motion during the tightening and disengagement phase is satisfied

$$0,5 I_z \dot{\varphi}_p^2 - 0,5 I_z \dot{\varphi}_k^2 = 0,5 K (\varphi_d)^2. \quad (13)$$

From this equation, one can calculate the angular velocity of the working components system after the tightening operation

$$\dot{\varphi}_k = \sqrt{\dot{\varphi}_p^2 - \frac{K}{I_z} (\varphi_d)^2}. \quad (14)$$

Equation of motion for a system in the phase of energy accumulation

The energy accumulation phase starts when the overload clutch is disconnected. The direction of rotation of the drive motor changes, the components of the drive system and the working components are unloaded and their angular velocity increases. The equation of motion of the drive system and the working components system of the screwdriver during the energy accumulation phase has the following form

$$I_s \ddot{\varphi}_s + I_{UR1} \frac{1}{i_p^2} \ddot{\varphi}_s + (m_n + m_2) \left(\frac{H}{2\pi i_p} \right)^2 \ddot{\varphi}_s + \left(\frac{1}{2}k + m_n g + m_2 g \right) \frac{H}{2\pi i_p} + M_s \left[(1 - \eta_s) + \frac{1 - \eta}{i_p} \right] \dot{\varphi}_s + F_{op} \frac{H}{2\pi i_p} \dot{\varphi}_s = -M_{opAE}. \quad (15)$$

The sum of the kinetic energy of translational motion and potential energy is negligibly small in relation to the kinetic energy of rotary motion. The following equation is then obtained

$$I_s \ddot{\varphi}_s + I_{UR1} \frac{1}{i_p^2} \ddot{\varphi}_s + M_s (1 - \eta_s) \dot{\varphi}_s \frac{1 - \eta}{i_p} + F_{op} \varphi_s \frac{H}{2\pi i_p} = -M_{opAE}. \quad (16)$$

The initial conditions for the system are defined by relationship (14). The system is loaded

with frictional torque M_{opAE} . This torque is equal to the frictional torque occurring during the normal screwdriving phase, which means that the frictional torque in the energy accumulation phase can be expressed as

$$M_{opAE} = M_{sw} + M_{op},$$

where M_{sw} – frictional torque during the normal screwdriving phase, $M_{sw} = 0.005M_d$; M_{op} – sum of frictional torques in the drive and working components systems; m_2 – mass of workpiece parts except for the nut, passive part of the coupling and screwdriver bit; I_{UR1} – mass moment of inertia of workpiece parts except for the nut, passive part of the coupling and screwdriver bit.

Energy losses described by the energy dissipation function mean that in the real system the motor does not reach velocity $\dot{\phi}_s$ but a certain velocity $\dot{\phi}_1$

$$I_s \ddot{\phi}_1 + I_{UR1} \ddot{\phi}_1 \frac{1}{i_p^2} = -M_{opAE}, \quad \ddot{\phi}_k \leq \ddot{\phi}_1 \leq \ddot{\phi}_s. \quad (17)$$

The equation of motion in the energy accumulation phase is used to calculate the angular velocity of the end link $\dot{\phi}_z$. Because

$$I_s + I_{UR} \frac{1}{i_p^2} = I_{SR}, \quad (18)$$

where I_{SR} – mass moment of inertia of the components of the drive system and the working components reduced to the rotor of the drive motor; M_{ops} – sum of frictional torques in the drive and working components systems reduced to the motor shaft; M_{sws} – frictional torque during the normal screwdriving phase reduced to the motor shaft

$$M_{sws} = \frac{0.005 M_d}{i_p}.$$

The frictional torque reduced the motor shaft has the following value

$$M_{opAE} = M_{sws} + M_{ops}. \quad (19)$$

After substitution, we get:

$$M_{sws} + M_{ops} = \frac{M_{zs}}{\omega_{zs}} (\omega_{zs} - \omega_{sws}); \quad (20)$$

$$I_{SR} \ddot{\phi} = -M_{opAE}; \quad (21)$$

$$I_{SR} \frac{d\phi}{dt} = \frac{M_{zs}}{\omega_{zs}} (\omega_{sws} - \omega). \quad (22)$$

The solution to the equation is:

$$\frac{d\omega}{dt} = k_1 (\omega_{sws} - \omega); \quad (23)$$

$$\omega = c e^{-k_1 t} + \omega_{sws}, \quad (24)$$

where ω_{zs} – rated speed of the engine; ω_{sws} – angular velocity of engine loaded M_{sws} torque; k_1 – constant

$$k_1 = \frac{M_{zs}}{\omega_{zs} I_{SR}}.$$

For $t = t_1 = 0$, $\omega = \omega_k i_p$, hence constant c

$$c = -\omega_{sws} + \omega_k i_p. \quad (25)$$

By integrating the equation we get

$$\phi = \omega_{sws} t + \frac{1}{k_1} (\omega_{sws} - \omega_k i_p) e^{-k_1 t} + c_1. \quad (26)$$

For $t = 0$, $\phi = 0$

$$c_1 = -\frac{1}{k_1} (\omega_{sws} - \omega_k i_p). \quad (27)$$

Finally, we get

$$\phi = \omega_{sws} t + \frac{1}{k_1} (\omega_{sws} - \omega_k i_p) (e^{-k_1 t} - 1). \quad (28)$$

Angular speed of the screwdriver bit at the end of the energy accumulation process

$$\omega_z = \frac{1}{i_p} \omega_{sws} - \frac{1}{i_p} (\omega_{sws} - \omega_k i_p) e^{-k_1 t}. \quad (29)$$

During the energy accumulation phase, the system must return to its initial state, i. e. reach velocity $\omega_z = \omega_p$, or, in other words, to reach an angular velocity that will allow the screwdriver to operate again

$$\omega_p i_p = \omega_{sws} - (\omega_{sws} - \omega_k i_p) e^{-k_1 t}. \quad (30)$$

On the basis of the analyses of energy changes during the phases of the screwdriver's operation, design synthesis was performed to select the parameters that would allow the screwdriver to be used for driving in M6–M12 screws (tab. 1, 2). The exact range of screw diameters was determined by the maximum torque exerted by the screwdriver $M_d = 50.4 \text{ N}\cdot\text{m}$.

The tightening cycle may be implemented according to the two methods. The method of single pulse provides a short time of technological process while maintaining the condition that the screwing torque is equal to tightening torque. During the method of successive individual pulses the bolt is tightened with $i = 1 \dots n$ pulses, of which the n th allows the development of the tightening torque. This method in practice is used when tightening the bolts with the dimensions of M8–M12.

Table 1

Technical data of screwdriver

Drive engine			Mass moment of inertia of		
Description	Symbol	Value	Description	Symbol	Value
Power	N	30 W	Engine rotor reduced to axis of screwdriver bit	I_z	0.0076 kg·m ²
Rated turning moment	M_{zs}	0.1 N·m	Engine rotor	I_s	0.00037 kg·m ²
Rated angular speed	ω_{zs}	314 rad/s	Work system elements	I_{UR}	0.000107 kg·m ²
Rated voltage	U	30 V	Components of drive system and working components reduced to rotor of drive motor	I_{SR}	0.000375 kg·m ²

Table 2

Values of screwing parameters obtained when screwing bolt M6

Description	Symbol	Value
Tightening torque	M_d	8.6 N·m
Frictional torque during the normal screwdriving phase	M_{sw}	0.043 N·m
Angular speed of the beginning of the screwing process	ω_p	62.72 rad/s
Angular speed of the end of the screwing process	ω_k	51 rad/s
Tightening angle	φ_d	0.86 rad

CONCLUSION

Electric screwdrivers are designed to meet two main criteria: they have to deliver a high tightening torque at a low power of the screwdriver motor and consume a minimum of energy. The available literature provides analyses related to the reduction of power consumption by the screwdriver's motor; at the same time, many articles pay attention to difficulties in controlling the screwdriver's operation. This article presents a different approach to the problem of energy consumption in screwdrivers. The analysis focused on changes in the kinetic energy of the components of the drive system and the working components of the device in the different phases of its operation. It was shown that the sum of the values of the mass moment of inertia of the working components and the mass moment of inertia of the motor's rotor, reduced to the axis of the screwdriver bit, determined the ability of the screwdriving head to drive in a threaded fastener of a given diameter. The parameters of the newly designed screwdriver for driving in fasteners in the diameter range M6–M12 were collated, and the parameters and variables of the screwdriving process were identified.

REFERENCES

- Kijung Park, Gül E. Okudan Kremer (2015) Assessment of Static Complexity in Design and Manufacturing of a Product Family and its Impact on Manufacturing Performance. *International Journal of Production Economics*. 169, 215–232. <https://doi.org/10.1016/j.ijpe.2015.07.036>.
- Hsiu-Lin Hsu (2015) Two-Stage Locking Electric Screwdriver Used in Industrial Fields. Patent Number US2015352698-A1; Two-Stage Locking Electric Screwdriver. European Patent Application No EP2954982-A1.
- Shigeo Ikeno, Shigeharu Matsumoto [et al.] (2015) *Personal Area Network System Supporting Fine Screw Electric Driver Work*. Patent Number JP2015229239-A.
- Wituszynski K., Nieoczym A. (2000) *Screwing-in Head of Pulsatory Operating Mode*. Patent Number PL329139A1.
- Althoefer K., Lara B., Zweiri Y. H. (2008) Automated Failure Classification for Assembly with Self-Tapping Threaded Fastenings Using Artificial Neural Networks. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering, Part C – Journal of Mechanical Engineering Science*, 222 (6), 1081–1095. <https://doi.org/10.1243/09544062jmes546>.
- Nieoczym A., Krzysiak Z., Tarkowski S., Skic A., Rachwał B., Plizga K., Brumerick F. (2017) Impact of Process Engineering Factors on Stabilization of Screw Joint. *Advanced Technologies in Mechanics*. 3 (1 (6)), 12. [https://doi.org/10.17814/atim.2016.1\(6\).35](https://doi.org/10.17814/atim.2016.1(6).35).
- Longwic R., Nieoczym A. (2016) Control of the Process of Screwing in the Industrial Screwdrivers. *Advances in Science and Technology Research Journal*, 10 (30), 202–206. <https://doi.org/10.12913/22998624/62808>.
- Nozawa, T. (2009, April 3) [JSAP] Tokai University Unveils 100 W DC Motor with 96 % Efficiency. Available at: http://techon.nikkeibp.co.jp/english/NEWS_EN/20090403/168295/ (accessed 16 November 2016).
- McCoy G. A., Douglass J. G. (1997) *Energy Management for Motor-Driven Systems*. Cooperative Extension Energy Program Report. US: Washington State University.
- Von Jouanne A., Wallace A., Douglass J., Wohlgemuth C., Wainwright G. (1997) A Laboratory Assessment of In-Service Motor Efficiency Testing Methods. *IEEE International Electric Machines and Drives Conference Record*. Milwaukee, WI. <https://doi.org/10.1109/iemdc.1997.604337>.
- Grinevich I., Nikishin VI., Mozga N., Laitans M. (2017) The Analysis of Electrical Energy Consumption of the Impact Screwdriver During Assembly of Fixed Threaded Joint. *Latvian Journal of Physics and Technical Sciences*, 54 (3), 50–57. <https://doi.org/10.1515/lpts-2017-0020>.
- Nieoczym A., Kisiel J. (1998) *Measuring Stand for Tightening Torque and Axial Force Measurements*. Patent Number PL105608U1.

Received: 19.07.2018

Accepted: 09.09.2018

Published online: 30.05.2019

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-216-222>

УДК 669.620.197

Расчет оптимального угла конусности конфузора, используемого для реверсивно-струйной очистки металлических поверхностей от коррозии

Докт. техн. наук, проф. И. В. Качанов¹⁾, инженеры А. Н. Жук¹⁾, И. М. Шаталов¹⁾, канд. физ.-мат. наук, доц. В. В. Веремениук¹⁾, канд. техн. наук А. В. Филипчик¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республик Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Для современного промышленного производства Республики Беларусь характерны отсутствие собственной сырьевой базы и существенная зависимость от импортных энергоносителей и материальных ресурсов, поставляемых по мировым ценам. При работе в данных условиях эффективность производства может быть достигнута за счет всемерной экономии и создания современных энерго- и ресурсосберегающих технологий. Однако реализация ряда таких технологий, например лазерной резки и сварки, плакирования, газопламенного напыления, покраски и т. д., напрямую зависит от качества очистки металлических поверхностей от коррозии. Теоретические и экспериментальные исследования, проведенные на кафедре «Кораблестроение и гидравлика» БНТУ, показали, что весьма экономично можно удалять с металлических поверхностей продукты коррозии, используя новую технологию реверсивно-струйной очистки. В ее основу положен физический принцип, заключающийся в том, что струя рабочей жидкости (пульпа на основе речного песка либо бентонитовой глины) при соударении с очищаемой поверхностью разворачивается на 180°, что приводит к усилению струйного воздействия на очищаемую поверхность в 1,5–2 раза за счет возникновения реактивной составляющей. Для обеспечения отмеченного разворота струи была разработана оригинальная конструкция корпуса, отличающаяся патентной новизной. Одним из основных элементов в этой конструкции является струеформирующее устройство, имеющее форму конфузора. Приведенные в статье теоретические исследования потерь напора рабочей жидкости в канале конфузора, основанные на исследовании функционала на экстремум, позволили получить зависимость для расчета оптимального угла конусности при турбулентном режиме движения в диапазоне чисел Рейнольдса $4000 < Re < 3 \cdot 10^6$ с учетом влияния плотности рабочей жидкости, ее динамической или кинематической вязкости, средней скорости движения рабочей жидкости, радиусов конфузоров.

Ключевые слова: гидроабразивная очистка, конфузор, угол конусности, реверсивно-струйная очистка, металлическая поверхность, коррозия

Для цитирования: Расчет оптимального угла конусности конфузора, используемого для реверсивно-струйной очистки металлических поверхностей от коррозии / И. В. Качанов [и др.] // *Наука и техника*. 2019. Т. 18, № 3. С. 216–222. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-216-222>

Calculation of Optimum Cone Angle in Confuser Used for Reversive-Jet Cleaning of Metal Surfaces against Corrosion

I. V. Kachanov¹⁾, A. N. Zhuk¹⁾, I. M. Shatalov¹⁾, V. V. Veremenyuk¹⁾, A. V. Filipchik¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The modern industrial production of the Republic of Belarus is characterized by the absence of its own raw material base and significant dependence on imported energy carriers and material resources supplied at world prices. When working in such conditions, production efficiency can be achieved through all-round economy and creation of modern energy-

Адрес для переписки

Жук Андрей Николаевич
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 292-76-77
hidrokaf@bntu.by

Address for correspondence

Zhuk Andrey N.
Belarusian National Technical University
65 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 292-76-77
hidrokaf@bntu.by

and resource-saving technologies. However implementation of such technologies, for example, laser cutting and welding, cladding, flame spraying, painting, etc. directly depends on quality of cleaning metal surfaces from corrosion. Theoretical and experimental studies conducted at the Department of Shipbuilding and Hydraulics of the Belarusian National Technical University have shown that it is very economical to remove corrosion products from metal surfaces using new technology of reverse jet cleaning. The reverse jet cleaning technology is based on a physical principle which presupposes that a jet of working fluid (pulp based on river sand or bentonite clay) rotates 180° when it hits the surface to be cleaned and it leads to an increase in jet impact on the surface to be cleaned by 1.5–2 times due to occurrence of a reactive component. In order to ensure a marked jet reversal an original case design has been developed which is characterized by a patent novelty. One of the main elements in this design is a confuser-shaped stream-forming device. Theoretical investigations on pressure losses of working fluid in a confuser channel which are based on the study of functional at the extremum have made it possible to obtain a dependence for calculation of an optimal cone angle at a turbulent mode of motion within the range of Reynolds numbers $4000 < Re < 3 \cdot 10^6$ while taking into account an influence of working fluid density, its dynamic or kinematic viscosity, average velocity movement of working fluid, confuser radii.

Keywords: hydro-abrasive cleaning, confuser, cone angle, reverse-jet cleaning, metal surface, corrosion

For citation: Kachanov I. V., Zhuk A. N., Shatalov I. M., Veremenyuk V. V., Filipchik A. V. (2019) Calculation of Optimum Cone Angle in Confuser Used for Reversible-Jet Cleaning of Metal Surfaces against Corrosion. *Science and Technique*. 18 (3), 216–222. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-216-222> (in Russian)

Введение

В промышленности и гидроэнергетике Республики Беларусь используется огромное количество (сотни тысяч тонн) металлических изделий (например, листовой и профильной стали), которые подвергаются коррозии.

В настоящее время наиболее эффективным и универсальным способом очистки этих поверхностей является гидроабразивная очистка (ГАО) с реверсивной струйной очисткой (PCO). Основной рабочий элемент установки ГАО с PCO – конфузор [1–4], позволяющий сформировать струю рабочей жидкости с заданными энергетическими характеристиками.

Анализ патентно-информационных источников [1–11] показывает, что задача по определению оптимального угла конусности конфузоров до настоящего времени не получила корректного решения. Процесс формирования струи в конфузорах определяется соотношением площадей входного и выходного отверстий и конфигурацией каналов.

Струеформирующее устройство PCO должно формировать высокоскоростную компактную струю рабочей жидкости, что связано с оптимальным профилем конфузора. Оптимальный профиль конфузора, в свою очередь, тесно связан с углом конусности α .

Ранее проведенные исследования по определению оптимального угла конусности конфузоров позволяют сделать следующие выводы [5]:

- коэффициент скорости φ с увеличением угла конусности конфузора α от 0 до 45° возрастает от 0,82 до 0,98;

- коэффициент расхода μ при увеличении угла конусности от 0 до 13° резко возрастает, а при дальнейшем изменении α коэффициент μ медленно убывает;

- коэффициент скорости φ достигает максимального значения при угле конусности 45° , а максимальный коэффициент расхода μ отмечается при угле конусности, равном 13° .

Анализ ранее полученных выводов показывает, что они достаточно противоречивы и требуют детального уточнения, а также не имеют однозначного математического обоснования.

Основная часть

С целью математического обоснования оптимального угла конусности α конфузора струеформирующего устройства была решена вариационная задача по минимизации потерь напора в потоке жидкости, проходящей через конфузор. При расчете конфузора полная потеря напора на трение определялась как сумма двух видов потерь напора (исходя из классических представлений о потерях напора): потерь напора на трение по длине $h_{тр}$ и местных потерь напора на плавное сужение $h_{н.с}$ [12–15], т. е.

$$h = h_{тр} + h_{н.с}. \quad (1)$$

Потеря напора на трение по длине рассчитывалась с использованием формулы Дарси – Вейсбаха, записанной в дифференциальном виде. Для расчета принимался цилиндрический конфузор с прямолинейной образующей и с углом α при вершине. Обозначим радиус вход-

ного отверстия конфузора через r_1 , а выходного r_2 (рис. 1).

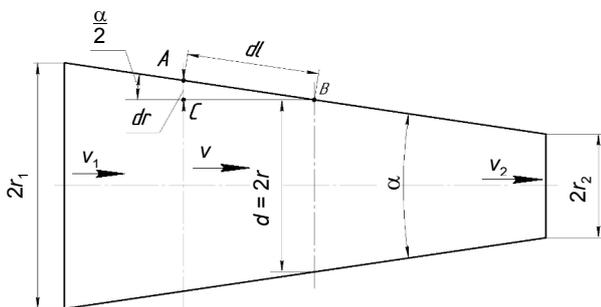


Рис. 1. Расчетная схема конфузора, принятая для определения оптимального угла конусности $\alpha_{\text{опт}}$

Fig. 1. Computational scheme of confuser accepted for determination of optimum cone angle $\alpha_{\text{опт}}$

Так как радиус сечения r конфузора и средняя скорость движения жидкости v вдоль конфузора являются величинами переменными, то для элементарного отрезка конфузора dl можно записать следующую формулу для определения потерь напора на трение по длине:

$$dh_{\text{тр}} = \lambda \frac{dl}{2r} \frac{v^2}{2g}, \quad (2)$$

где λ – гидравлический коэффициент трения; v – средняя скорость в произвольно взятом сечении r ; dl – элементарная длина участка образующей конфузора, величина которой определяется из прямоугольного треугольника ABC (рис. 1) по формуле

$$dl = \frac{dr}{\sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (3)$$

dr – приращение радиуса конфузора на бесконечно малом расстоянии dl между его живыми сечениями.

Используя уравнение неразрывности и сплошности потока жидкости при установившемся движении, можно записать выражение для определения значения средней скорости на элементарном участке dl

$$v = v_2 \left(\frac{r_2}{r} \right)^2, \quad (4)$$

где v_2 – скорость на выходе из конфузора (рис. 1); r, r_2 – радиус в произвольном и выходном сечениях.

Подставив (3) и (4) в формулу (2) и выполнив интегрирование по длине образующей

вдоль всего конфузора, считая при этом величину коэффициента λ постоянной, получим:

$$h_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} (1 - n^4) \frac{v_2^2}{2g}, \quad (5)$$

где $n = \frac{r_2}{r_1}$ – степень сужения конфузора; α – угол конусности конфузора, $\alpha \in (0; 180^\circ)$.

Однако, как показывает инженерная практика эксплуатации трубопроводных систем, гидравлический коэффициент трения λ в широком диапазоне чисел Re является величиной переменной. В этом случае λ при турбулентном режиме движения в диапазоне $400 < Re < 3 \cdot 10^6$ для цилиндрических труб рекомендуется определять по формуле П. К. Конакова [12, 13]

$$\lambda = \frac{1}{(1,81 \cdot \lg Re - 1,52)^2}, \quad (6)$$

где Re – число Рейнольдса, определяемое из формулы

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} = \frac{2 \rho v r}{\mu} = \frac{2 \rho v_2 r_2^2}{\mu r}, \quad (7)$$

$v = v_2 \left(\frac{r_2}{r} \right)^2$ – средняя скорость движения жид-

кости на участке dl конфузора; ρ – плотность жидкости; μ – динамический коэффициент вязкости жидкости; $d = 2r$ – диаметр поперечного сечения конфузора на элементарном участке dl .

Использование (6) и (7) в (2) в данном случае затруднительно (появляется интеграл, который невозможно вычислить в явном виде). В связи с этим методом наименьших квадратов была получена формула для определения коэффициента λ , практически идентичная формуле П. Г. Конакова, в следующем виде:

$$\lambda = 0,016184 \cdot \left(0,2326 + \frac{0,0556}{\sqrt{x}} + 0,4185x^{-0,2135} \right), \quad (8)$$

где $x = \frac{Re}{10^6}$, при этом $4000 < Re < 3 \cdot 10^6$.

В указанном промежутке изменения чисел Re значения λ , найденные по (6) и (8), отличаются друг от друга менее чем на $3 \cdot 10^{-4}$ (по абсолютной величине), или на 1 % (относительная погрешность). Поэтому в дальнейшем

решении вместо (6) будем использовать формулу (8).

Подставляя (3), (4), (7) и (8) в уравнение (2), получим

$$dh_{\text{тр}} = \left(\frac{0,2326}{r^5} + \frac{55,6}{\sqrt{Ar}^{4,5}} + \frac{7,9927}{A^{0,2135} r^{4,7865}} \right) \frac{Bdr}{\sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (9)$$

$$\text{где } A = \frac{2\rho v_2 r_2^2}{\mu}; \quad B = \frac{0,00405 v_2^2 r_2^4}{g}.$$

Интегрируя (9) на отрезке $[r_1; r_2]$, находим выражение для потери напора на трение по длине

$$h_{\text{тр}} = \left[0,0582(1-n^4) + \frac{15,886(1-n^{3,5})\sqrt{r_2}}{\sqrt{A}} + \frac{2,111(1-n^{3,7865})r_2^{0,2135}}{A^{0,2135}} \right] \cdot \frac{B_1}{\sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (10)$$

где $B_1 = \frac{0,00405 v_2^2}{g}$; $n = \frac{r_2}{r_1} < 1$ – степень сужения конфузора.

В целях сокращения дальнейших выкладок введем в рассмотрение коэффициент

$$C_{\text{тр}} = \left[B_1 0,0582(1-n^4) + \frac{15,886(1-n^{3,5})\sqrt{r_2}}{\sqrt{A}} + \frac{2,111(1-n^{3,7865})r_2^{0,2135}}{A^{0,2135}} \right] \quad (11)$$

и получим выражение для потерь напора по длине в следующем виде:

$$h_{\text{тр}} = \frac{C_{\text{тр}}}{\sin \frac{\alpha}{2}}. \quad (12)$$

При расчете местных потерь напора на плавное сужение используем классическую формулу Вейсбаха [12]

$$h_{\text{п.с}} = \zeta_{\text{п.с}} \frac{v_2^2}{2g}, \quad (13)$$

где $\zeta_{\text{п.с}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления на плавное сужение, который в соответствии с рекомендациями [12, 13] можно определить по формуле

$$\zeta_{\text{п.с}} = k_{\text{п.с}} \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2, \quad (14)$$

$k_{\text{п.с}}$ – коэффициент смягчения; ε – то же сжатия струи, по данным [13]

$$\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{1,1-n^2}. \quad (15)$$

По графической зависимости $k_{\text{п.с}} = f(\alpha)$, полученной А. Д. Альтшулем и А. И. Калицуном [13], используя метод наименьших квадратов, получим следующее выражение для коэффициента смягчения:

$$k_{\text{п.с}} = 0,6 \left(\sin \frac{\alpha}{2} \right)^{3,45} + \frac{0,0138}{\sin \frac{\alpha}{2}} + 0,13. \quad (16)$$

Выражение (1) для определения полной потери напора на трение в конфузоре с учетом (12), (13), (14) и (16) запишется в следующем виде:

$$h(\alpha) = \frac{C_{\text{тр}}}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \left(0,6 \left(\sin \frac{\alpha}{2} \right)^{3,45} + \frac{0,0138}{\sin \frac{\alpha}{2}} + 0,13 \right) C_n, \quad (17)$$

$$\text{где } C_n = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g}.$$

Для определения оптимального угла конусности $\alpha_{\text{опт}}$, при котором полные потери напора на трение будут минимальными, исследуем на экстремум (17). Для этого решаем $\frac{dh}{d\alpha} = 0$.

Это уравнение при выполнении условия

$$C_{\text{тр}} < 2,0562 C_n \quad (18)$$

имеет в интервале $(0; 180^\circ)$ единственное решение $\alpha_{\text{опт}}$ (если (18) не выполнено, то решения нет)

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{опт}} &= 2 \arcsin \left(\frac{C_{\text{тр}} + 0,0138 C_n}{2,07 C_n} \right)^{\frac{4}{19}} = \\ &= 2 \arcsin \left(\frac{C_{\text{тр}}}{2,07 C_n} + 0,0067 \right)^{\frac{4}{19}}. \end{aligned} \quad (19)$$

Так как функция потерь $h(\alpha) \rightarrow +\infty$ при $\alpha \rightarrow 0$ и ее производная $h'(\alpha) > 0$ при $\alpha \rightarrow \pi$, ее единственная критическая точка $\alpha_{\text{опт}}$ на интервале $(0; 180^\circ)$ является точкой минимума этой функции.

Учитывая равенства (11) и (15), можно предложить при использовании (19) применить равенство

$$\frac{C_{тр}}{2,07C_n} = N_0 \left(N_1 + N_2 \sqrt{z} + N_3 z^{0,2135} \right), \quad (20)$$

где $z = \frac{\mu}{2\rho v_2 r_2}$; $N_0 = 0,022 \frac{(1 - 0,85n^2)^2}{(1 - n^2)^2}$;

$$N_1 = 0,0582(1 - n^4); \quad N_2 = 15,886(1 - n^{3,5});$$

$$N_3 = 2,111(1 - n^{3,7865}).$$

Анализ расчетов по формуле (19) показывает, что для конструктивно обоснованных значений параметров, входящих в (19), условие разрешимости (18) выполняется, а минимальные потери напора и, как следствие, максимальное воздействие струи рабочей жидкости будут отмечаться при значении угла конусности $\alpha_{опт} = 39-43^\circ$ (рис. 2).

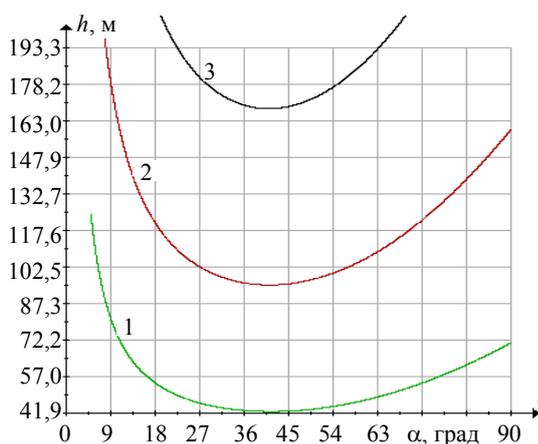


Рис. 2. Зависимость полных потерь напора h от угла конусности α при изменении выходной скорости v_2 :

1 – $v_2 = 100$ м/с; 2 – 150; 3 – 200 м/с;
 $n = 0,1429$; $r_2 = 1$ мм; $\nu = 3,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с

Fig. 2. Dependence of total pressure losses h on cone angle α when changing output speed v_2 :

1 – $v_2 = 100$ m/s; 2 – 150; 3 – 200 m/s;
 $n = 0.1429$; $r_2 = 1$ mm; $\nu = 3.5 \cdot 10^{-6}$ m²/s

Проведенные теоретические исследования оптимального угла конусности струеформирующего конфузора позволили получить математическую зависимость (19) для определения оптимального по энергозатратам угла конусности конфузора $\alpha_{опт}$ с учетом широкого диапазона чисел Re (от 4000 до $3 \cdot 10^6$) для турбулентного режима движения рабочей жидкости.

Отличительной особенностью формулы (19) следует считать возможность учета влияния на

величину угла $\alpha_{опт}$ таких важных гидродинамических и конструктивных параметров, как динамическая вязкость μ и плотность рабочей жидкости ρ , средняя скорость струи на выходе из конфузора v_2 и выходной радиус конфузора r_2 (рис. 3–6). Анализ полученных математических и графических зависимостей показывает следующее:

1. При изменении степени сужения конфузора n (рис. 3) в пределах 0–0,9 оптимальный угол конфузора $\alpha_{опт}$ изменяется незначительно и находится в пределах $40,5-41,5^\circ$, т. е. оптимальным углом в этом случае можно считать $\alpha_{опт} = 41^\circ$.

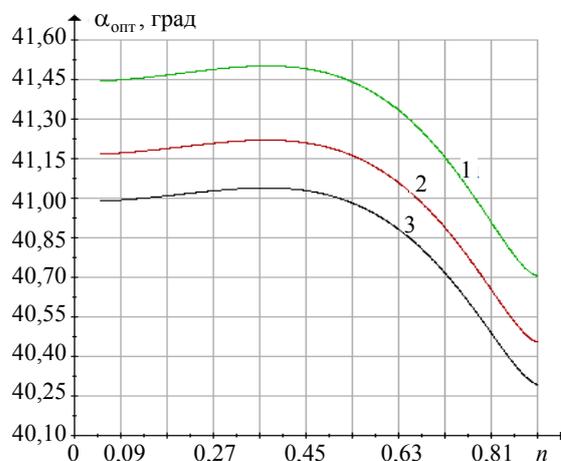


Рис. 3. Зависимость оптимального угла $\alpha_{опт}$ от степени сужения конфузора $n = r_2/r_1$: 1 – $v_2 = 100$ м/с; 2 – 150; 3 – 200 м/с; $\nu = 3,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $r_2 = 1$ мм

Fig. 3. Dependence of optimum angle $\alpha_{опт}$ on degree of confuser narrowing $n = r_2/r_1$: 1 – $v_2 = 100$ m/s; 2 – 150; 3 – 200 m/s; $\nu = 3.5 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $r_2 = 1$ mm

2. Изменение (повышение) динамической вязкости μ и плотности ρ , которые можно выразить универсальным коэффициентом кинематической вязкости $\nu = \frac{\mu}{\rho}$, приводит к увеличению значения оптимального угла конусности $\alpha_{опт}$ (рис. 4), который также изменяется в небольшом диапазоне значений от 40 до 42° , т. е. в среднем оптимальным углом конусности конфузора можно считать $\alpha_{опт} \approx 41^\circ$.

3. Изменение (увеличение) выходной скорости из конфузора v_2 (рис. 5) приводит к уменьшению значения оптимального угла конусности конфузора $\alpha_{опт}$ в пределах от 45 до 41° . Здесь следует обратить внимание на то, что для качественной очистки металлических поверх-

ностей от коррозии требуется изменение скорости движения рабочей жидкости из конфузора в пределах 100–200 м/с, что, в свою очередь, соответствует оптимальному углу конусности конфузора $\alpha_{\text{опт}} = 41\text{--}42^\circ$ (т. е. среднее значение $\alpha_{\text{опт}} = 41,5^\circ$).

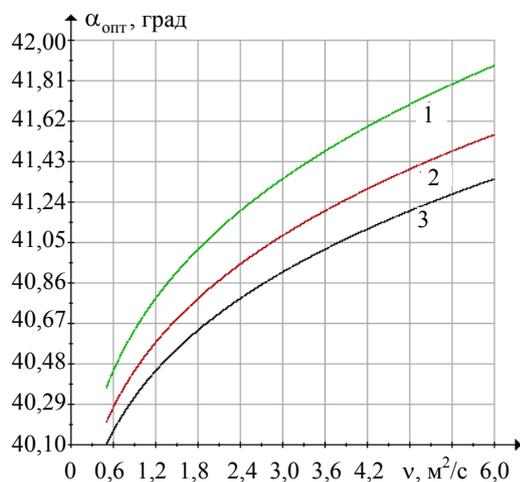


Рис. 4. Зависимость оптимального угла $\alpha_{\text{опт}}$ от изменения кинематического коэффициента вязкости $\nu = \mu/\rho$: 1 – $\nu_2 = 100$ м/с; 2 – 150; 3 – 200 м/с; $n = 0,1429$; $r_2 = 1$ мм

Fig. 4. Dependence of optimum angle $\alpha_{\text{опт}}$ (in degrees) on change in kinematic viscosity coefficient $\nu = \mu/\rho$: 1 – $\nu_2 = 100$ м/с; 2 – 150; 3 – 200 м/с; $n = 0,1429$; $r_2 = 1$ мм

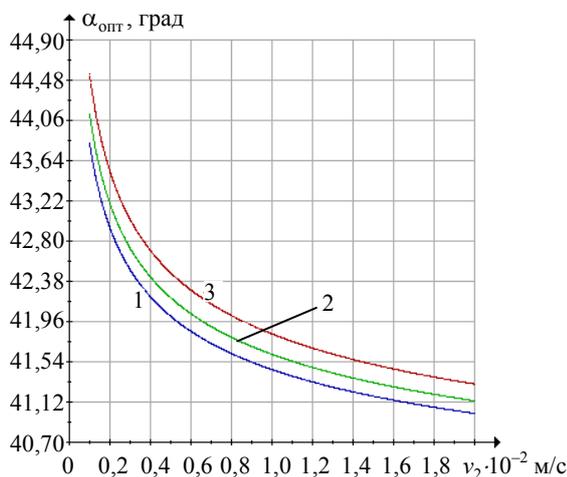


Рис. 5. Зависимость оптимального угла $\alpha_{\text{опт}}$ от скорости v_2 на выходе из конфузора: 1 – $\nu = 3,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с; 2 – $4,33 \cdot 10^{-6}$; 3 – $5,65 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $r_2 = 1$ мм; $n = 0,1429$

Fig. 5. Dependence of optimum angle $\alpha_{\text{опт}}$ on velocity v_2 at exit from confuser: 1 – $\nu = 3,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с; 2 – $4,33 \cdot 10^{-6}$; 3 – $5,65 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $r_2 = 1$ мм; $n = 0,1429$

4. Размеры выходного отверстия конфузора, которые выражают через диаметр или радиус r_2 , в реальной практике очистки металлических поверхностей обычно изменяются в пределах $r_2 = 0,5\text{--}2,0$ мм, что соответствует оптимальному углу конусности конфузора (согласно рис. 6) $\alpha_{\text{опт}} = 41\text{--}42^\circ$ (т. е. $\bar{\alpha}_{\text{опт}} \approx 41,5^\circ$).

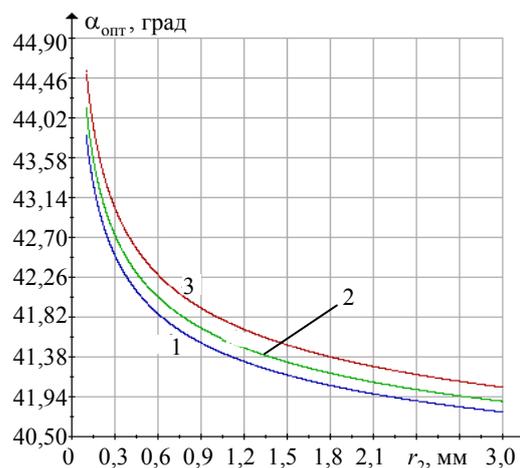


Рис. 6. Зависимость оптимального угла $\alpha_{\text{опт}}$ от выходного радиуса отверстия конфузора r_2 : 1 – $\nu = 3,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с; 2 – $4,33 \cdot 10^{-6}$; 3 – $5,65 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\nu_2 = 100$ м/с; $n = 0,1429$

Fig. 6. Dependence of optimum angle $\alpha_{\text{опт}}$ on output radius of confuser opening r_2 : 1 – $\nu = 3,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с; 2 – $4,33 \cdot 10^{-6}$; 3 – $5,65 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\nu_2 = 100$ м/с; $n = 0,1429$

Приведенный выше анализ изменения значений оптимального угла конусности конфузора $\alpha_{\text{опт}}$ установки РСО в зависимости от физических свойств рабочей жидкости (μ , ν , ρ , ν_2) и геометрических размеров конфузора (n , r_2) показывает, что этот оптимальный угол конусности находится в пределах $40\text{--}42^\circ$ и хорошо согласуется с оптимальным углом конусности конфузора ($\alpha_{\text{опт}} = 39\text{--}43^\circ$), выбранным из условия минимальных гидравлических потерь $h_{\text{мин}}$ при работе установки РСО. Отсюда следует вывод, что оптимальным диапазоном углов конусности конфузора установки РСО является $\alpha_{\text{опт}} = 39\text{--}43^\circ$.

ВЫВОДЫ

1. Получена математическая зависимость для определения оптимального (по потерям напора) угла конусности конфузора $\alpha_{\text{опт}}$ с учетом динамической вязкости, кинематического коэффициента вязкости и плотности рабочей среды (μ , ν , ρ), средней скорости струи на выходе из конфузора v_2 и степени сужения конфузора n .

2. На основании полученной зависимости построены кривые изменения оптимального угла конусности конфузора $\alpha_{\text{опт}} = f(n)$, $\alpha_{\text{опт}} = f(n)$,

$$\alpha_{\text{опт}} = f\left(v = \frac{\mu}{\rho}\right), \alpha_{\text{опт}} = f(r_2) \text{ и } \alpha_{\text{опт}} = f(v_2),$$

которые согласуются с результатами ряда исследований [5–7] и позволяют сделать вывод, что оптимальным углом конусности конфузора является угол $\alpha_{\text{опт}} = 39\text{--}43^\circ$ (т. е. $\bar{\alpha}_{\text{опт}} = 41^\circ$).

3. Зависимость (19) может рекомендоваться для использования в расчетах оптимизации гидродинамических параметров течения жидкости в конически сходящихся полостях, включая конфузоры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Способы очистки металлических поверхностей: пат. № 21512, Респ. Беларусь, МПК В 08В 3/04 / И. В. Качанов, А. Н. Жук, А. В. Филиппчик, А. С. Исаенко; дата публ. 30.12.2017.
2. Состав рабочей жидкости для гидродинамической очистки металлических поверхностей от коррозии перед лазерной резкой: пат. № 21455, Респ. Беларусь, МПК В08В 3/02; 13 08В 3/04 / И. В. Качанов, А. Н. Жук, А. Н. Яглов, А. В. Филиппчик; дата публ. 30.10.2017.
3. Устройство для очистки от коррозии плоской стальной поверхности: пат. № 16526, Респ. Беларусь, МПК В 08В 3/00; В 63В 59/08 / И. В. Качанов, А. Н. Жук, В. Н. Шарий, Р. О. Мяделец; дата публ. 30.10.2012.
4. Устройство для очистки от коррозии плоской стальной поверхности: пат. № 19543, Респ. Беларусь, МПК В 63В 59/08 / И. В. Качанов, А. Н. Жук, И. М. Шаталов, В. Н. Шарий; дата публ. 30.10.2015.
5. Технология струйной гидроабразивной очистки и защиты от коррозии стальных изделий с применением бентонитовой глины / И. В. Качанов [и др.]. Минск: БНТУ, 2006. 168 с.
6. Расчет оптимального угла конусности конфузора / И. В. Качанов [и др.] // Агропанорама. 2005. № 5. С. 7–10.
7. Агасарян, Р. Р. Струйно-абразивная обработка металлов / Р. Р. Агасарян, Р. Т. Дохинян. Ереван: АтрНИИНТИ, 1990. 51 с.
8. Меркулов, В. Н. Перспективные процессы гидрообработки материалов в машиностроении (зарубежный опыт) / В. Н. Меркулов. Киев: УкрНИИНТИ, 1987. 10 с.
9. Гидрорезание судостроительных материалов / Р. А. Тихомиров [и др.]. Л.: Судостроение, 1987. 164 с.
10. Бадах, В. Н. Особенности гидродинамики проточной части гидравлических струйных усилителей и их влияние на выходные характеристики / В. Н. Бадах. Киев, 1984. 18 с.
11. Бочаров, В. П. Расчет и проектирование устройств гидравлической струйной техники / В. П. Бочаров. Киев: Техник, 1987. 12 с.
12. Альтшуль, А. Д. Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости) / А. Д. Альтшуль, П. Г. Киселев. М.: Стройиздат, 1975. 323 с.
13. Альтшуль, А. Д. Гидравлические сопротивления / А. Д. Альтшуль. М.: Недра, 1982. 224 с.

14. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Т. М. Башта [и др.]. М.: Машиностроение, 1970. 504 с.
15. Куколевский, И. И. Задачник по гидравлике / И. И. Куколевский, Л. Г. Подвидз. М.: Госэнергоиздат, 1960. 440 с.

Поступила 25.10.2018

Подписана в печать 10.01.2019

Опубликована онлайн 30.05.2019

REFERENCES

1. Kachanov I. V., Zhuk A. N., Filipchik A. V., Isaenko A. S. (2017) *Methods for Cleaning of Metal Surfaces*. Patent Republic of Belarus No 21512 (in Russian).
2. Kachanov I. V., Zhuk A. N., Yaglov A. N., Filipchik A. V. (2017) *Composition of Pressure Fluid for Hydrodynamic Cleaning of Metal Surfaces Against Corrosion Prior to Laser Cutting*. Patent Republic of Belarus No 21455 (in Russian).
3. Kachanov I. V., Zhuk A. N., Shariy V. N., Miadelets R. O. (2012) *Device for Cleaning of plane Steel Surface Against Corrosion*. Patent Republic of Belarus No 16526 (in Russian).
4. Kachanov I. V., Zhuk A. N., Shatalov I. M., Shariy V. N. (2015) *Device for Cleaning of Plane Steel Surface Against Corrosion*. Patent Republic of Belarus No 19543 (in Russian).
5. Kachanov I. V., Filipchik A. V., Babich V. E., Zhuk A. N., Ushev S. I. (2006) *Technology of Hydro Abrasive Blasting and Protection of Steel Items Against Corrosion while Using Bentonite Clay*. Minsk, Belarusian National Technical University. 168 (in Russian).
6. Kachanov I. V., Veremenyuk V. V., Moisa A. S., Filipchik A. V. (2005) *Calculation of Optimum Angle for Con-fuser Obliqueness*. *Agropanorama*, (5), 7–10 (in Russian).
7. Agasaryan R. R., Dokhinyan R. T. (1990) *Abrasive-Jet Machining of Metals*. Yerevan, Armenian Scientific-Research Institute for Technical Information. 51 (in Russian).
8. Merkulov V. N. (1987) *Prospective Processes of Material Hydro-Processing in Mechanical Engineering (International Experience)*. Kiev, Ukrainian Scientific-Research Institute for Technical Information. 10 (in Russian).
9. Tikhomirov R. A., Babanin V. F., Petukhov E. N. [et al.] (1987) *Hydraulic Cutting of Shipbuilding Materials*. Leningrad, Sudostroenie Publ. 164 (in Russian).
10. Badakh V. N. (1984) *Peculiar Features of Hydrodynamics for Flow Section of Hydraulic Fluid-Jet Amplifier and their Influence on Output Characteristics*. Kiev. 18 (in Russian).
11. Bocharov V. P. (1987) *Calculation and Design of Devices Representing Hydraulic Jet Equipment*. Kiev, Tekhnik Publ. 12 (in Russian).
12. Altshul A. D., Kiselev P. G. (1975) *Hydraulics and Aerodynamics (Fundamentals of Fluid Mechanics)*. Moscow, Stroyizdat Publ. 323 (in Russian).
13. Altshul A. D. (1982) *Hydraulic Resistance*. Moscow, Nedra Publ. 224 (in Russian).
14. Bashta T. M., Rudnev S. S., Nekrasov B. B., Baibakov O. V., Kirillovskii Yu. L. (1970) *Hydraulics, Hydraulic Machinery and Hydraulic Drives*. Moscow, Mashinostroyeniye Publ. 504 (in Russian).
15. Kukolevskii I. I., Podvidz L. G. (1960) *Problem Book for Hydraulics*. Moscow, Gosenergoizdat Publ. 440 (in Russian).

Received: 25.10.2018

Accepted: 10.01.2019

Published online: 30.05.2019

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-223-232>

УДК 622

Конструкция устройства для улавливания конвейерных лент и методика расчета основных параметров ловителей

Кандидаты техн. наук А. В. Глебов¹⁾, Г. Д. Кармаев¹⁾

¹⁾Институт горного дела Уральского отделения Российской академии наук (Екатеринбург, Российская Федерация)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Результаты анализа научно-технической и патентной литературы показывают, что при всем многообразии конструктивного исполнения предложенных ловителей отсутствуют сравнительно простые по конструкции, эффективно действующие и достаточно надежные устройства для улавливания конвейерной ленты при ее обратном ходе. Это подтверждается практикой предприятий по добыче и переработке полезных ископаемых, а также других отраслей. В Институте горного дела Уральского отделения Российской академии наук разработана и прошла испытания в промышленных условиях новая конструкция ловителя конвейерных лент, удовлетворяющая большинству требований, предъявляемых к устройствам такого назначения. В конструкции предусмотрено удержание конвейерной ленты при обратном ее ходе за свободные от транспортируемого материала края. Улавливающие устройства устанавливаются с обеих сторон ленты. Торможение ленты при обратном ходе происходит за счет ее фрикционного взаимодействия с фрикционным башмаком ловителя, расположенным над лентой, и эксцентриком, установленным на раме под лентой. Фрикционный башмак выполнен с вогнутой криволинейной поверхностью, обращенной к ленте. Приведена методика расчета основных параметров предлагаемой конструкции ловителей конвейерных лент, позволяющая определить силу, скатывающую ленту конвейера вниз, а также в каждом периоде торможения – пройденный лентой путь, величину ее сжатия, величину тормозной силы, время торможения и ускорение движения ленты, время и длину пути, проходимого лентой до ее полной остановки, параметры ловителя и несущих металлоконструкций и прочие параметры. Приведены результаты расчета основных конструктивных параметров улавливающих устройств для наклонного конвейера с шириной ленты 1400 мм по двум вариантам конструктивного исполнения ловителя: с расположением эксцентрика под лентой, а тормозного башмака над лентой (вариант I) и с расположением эксцентрика над лентой конвейера, а тормозного фрикционного башмака под лентой (вариант II).

Ключевые слова: конвейер, улавливающие устройства, конвейерная лента, эксцентрик, тормозной башмак, торможение, ускорение

Для цитирования: Глебов, А. В. Конструкция устройства для улавливания конвейерных лент и методика расчета основных параметров ловителей / А. В. Глебов, Г. Д. Кармаев // *Наука и техника*. 2019. Т. 18, № 3. С. 223–232. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-223-232>

Design of Device for Capturing Conveyor Belts and Calculation Method of Basic Parameters for Catchers

A. V. Glebov¹⁾, G. D. Karmaev¹⁾

¹⁾Institute of Mining, Ural Branch of Russian Academy of Sciences (Yekaterinburg, Russian Federation)

Abstract. Results of the analysis of scientific, technical and patent literature show that while having a great variety of constructive implementation of the proposed catchers there are no efficient and sufficiently reliable devices for catching conveyor belts at its reverse motion which are relatively simple in design. This is proved by practical activity of enterprises involved

Адрес для переписки

Глебов Андрей Валерьевич
Институт горного дела
Уральского отделения Российской академии наук
ул. Мамина-Сибиряка, 58,
620075, г. Екатеринбург, Российская Федерация
Тел.: +7 952 144-0-444
glebov@igduran.ru

Address for correspondence

Glebov Andrey V.
Institute of Mining,
Ural Branch Russian Academy of Sciences
58 Mamin-Sibiryak str.,
620075, Yekaterinburg, Russian Federation
Tel.: +7 952 144-0-444
glebov@igduran.ru

in extraction and processing of commercial minerals and other industries. A new design of a conveyor belt catcher that meets most requirements for the given equipment has been developed at the Institute of Mining, Ural of Branch of the Russian Academy of Sciences and then it has been tested under industrial conditions. The design makes provision for retention of the conveyor belt at its reverse motion beyond free edges from transported material. Catching devices are installed on both sides of the belt. Braking action of the belt at the reverse motion occurs due to its friction interaction with a catcher friction shoe located above the belt, and an eccentric mounted on the frame under the belt. A friction shoe is made with a concave curved surface facing the belt. The paper presents a calculation methodology of main parameters for the proposed design of catcher conveyor belts that permits to determine a force catching a conveyor belt down and for every braking period - distance which has been passed by the belt, value of its compression, value of braking force, braking time and acceleration of belt motion, time and length of the distance passed by the belt to its full stop, parameters of a catcher and supporting structures, and other parameters. The paper also provides results of calculations for main design parameters of catching devices with an inclined conveyor having a belt width of 1400 mm for two catcher design versions: with location of an eccentric under the belt, and a brake shoe over the belt (option I) and with location of the eccentric over the conveyor belt, and the brake friction shoe under the belt (option II).

Keywords: conveyor, catching devices, conveyor belt, eccentric, brake shoe, braking, acceleration

For citation: Glebov A. V., Karmaev G. D. (2019) Design of Device for Capturing Conveyor Belts and Calculation Method of Basic Parameters for Catchers. *Science and Technique*. 18 (3), 223–232. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-223-232> (in Russian)

Введение

Устройства для улавливания ленты (ловители) предназначены для повышения безопасности эксплуатации наклонных ленточных конвейеров путем удержания конвейерной ленты с транспортируемым материалом от ухода вниз (в хвостовую часть конвейера) в случае поперечного ее порыва или отказа тормозов приводной станции. В соответствии с Федеральными нормами и правилами в области промышленной безопасности [1, 2] конвейеры и элеваторы с углом наклона более 6° должны иметь тормозные или стопорные устройства, исключающие обратный ход механизма после его остановки. При углах наклона более 10° ленточные конвейеры длиной более 100 м должны оборудоваться уловителями ленты при разрыве стыка ленты.

К конструкции ловителей предъявляются следующие требования: экстренное срабатывание без повреждения конвейерной ленты; минимальные время срабатывания и путь торможения ленты; исключение износа ленты при нормальной работе конвейера и снижения его производительности; простота конструкции и соответствие требованиям правил безопасности; обеспечение надежного улавливания (безотказное срабатывание ловителя) уходящей вниз конвейерной ленты с грузом и автоматическое ее растормаживание при запуске конвейера.

Существующие конструкции ловителей, отличающиеся в основном типом улавливающего

устройства, могут быть разделены на три группы: ловители, воздействующие непосредственно на ленту и состоящие из неподвижных элементов; ловители, непосредственно воздействующие на ленту и состоящие из движущихся частей; ловители, стопорящие ленту посредством остановки роликов. Достаточно подробно ловители конвейерных лент рассмотрены Л. Г. Шахмейстером. В результатах исследований приведены классификация типов ловителей, требования к ним, их принципиальные конструктивные схемы и выбор основных параметров улавливающих устройств. Для конвейеров большой длины и производительности рекомендуются эксцентриковые, клиновые, рычажные и роликовые ловители, включающиеся непосредственно от взаимодействия с лентой или от сигнальной системы [3, 4].

Анализ научно-технической и патентной литературы [5–11] показывает, что при всем многообразии конструктивного исполнения предложенных ловителей отсутствуют сравнительно простые по конструкции, эффективно действующие и достаточно надежные устройства для улавливания конвейерной ленты при ее обратном ходе. Это подтверждается практикой предприятий по добыче и переработке полезных ископаемых, а также других отраслей. Большинство разработанных ловителей не нашли широкого промышленного применения, как правило, из-за существенных конструктивных недостатков и недостаточной эксплуатационной надежности. Одни типы ловителей например, роликовые останки, ненадежны

вследствие неэффективности торможения ленты при обратном ее ходе в случае отказа тормозов. Другие типы ловителей, например маятниковые, не освобождают автоматически ленту от заклинивания при запуске конвейера после срабатывания ловителей в случае отказа тормозов. Остальным известным типам ловителей также присущи те или иные недостатки, снижающие их эффективность и надежность.

Конструкция ловителя конвейерных лент

В Институте горного дела Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН) разработана и прошла испытания в промышленных условиях новая конструкция ловителя конвейерных лент, удовлетворяющая большинству требований, предъявляемых к устройствам такого назначения. Принципиальная схема представлена на рис. 1. В конструкции предусмотрено удержание конвейерной ленты при обратном ее ходе за свободные от транспортируемого материала края (кромки). Улавливающие устройства устанавливаются с обеих сторон ленты. Торможение ленты при обратном ходе происходит за счет ее фрикционного взаимодействия с фрикционным башмаком ловителя, расположенным над лентой, и эксцентриком, установленным на раме под лентой. Фрикционный башмак выполнен с вогнутой криволинейной поверхностью, обращенной к ленте.

Для снижения динамических нагрузок при улавливании ленты (при срабатывании ловителя) криволинейная поверхность фрикционного башмака перекрыта плоской пластиной из упругоэластичного материала (например, конвейерной ленты). Снижение динамических нагрузок происходит за счет «растягивания» во времени процесса торможения, вследствие чего замедляется ускорение тормозного импульса.

Для осуществления автоматического расклинивания заторможенной ленты конвейера фрикционный башмак выполнен подвижным. Он может перемещаться на заданное расстояние в пазах опорной рамы (вдоль конвейера). Паза расположены под углом к плоскости конвейерной ленты, что обеспечивает достаточный зазор между башмаком ловителя и лентой при нормальной эксплуатации конвейера (при движении ленты в грузовом направлении). Предусмотренная подвижность башмака способствует автоматическому расклиниванию заторможенной ленты при запуске конвейера после срабатывания ловителей в аварийной ситуации.

Эксцентрик с выпуклой криволинейной поверхностью установлен на оси, закрепленной в опорной раме. В направлении обратного движения ленты эксцентрик до взаимодействия с ней поворачивается за счет сил трения между нижней поверхностью верхней (грузонесущей) ветви ленты и специальным роликом, установленным на оси эксцентрика.

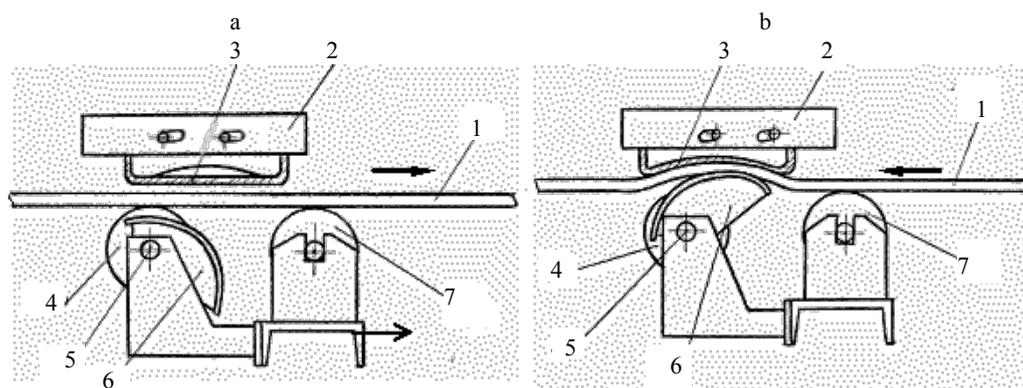


Рис. 1. Принципиальная схема устройства для улавливания ленты конвейера при ее поперечном обрыве или отказе тормозов приводной станции (вариант с размещением тормозного башмака над лентой конвейера) для устройства в режиме:

- а – ожидания; б – улавливания ленты конвейера; 1 – конвейерная лента; 2 – тормозной башмак;
3 – упругоэластичная пластина; 4 – ролик эксцентрика; 5 – ось эксцентрика; 6 – эксцентрик; 7 – ролик конвейера

Fig. 1. Schematic diagram of device for capturing conveyor belt in case of its transverse breakage or failure of drive station brakes (variant with placement of brake shoe over conveyor belt): а – device in standby mode; б – device in mode of catching conveyor belt; 1 – conveyor belt; 2 – brake shoe; 3 – flexible and elastic plate; 4 – eccentric roller; 5 – eccentric axis; 6 – eccentric; 7 – conveyor roller

Криволинейные поверхности фрикционного башмака и эксцентрика выполнены так, чтобы обеспечить равномерное (по всей площади) зажатие ленты между ними в процессе торможения. Максимальное сжатие ленты ограничивается путем установки упора, препятствующего повороту эксцентрика на угол больше допустимого. При этом усилие сжатия ленты (в допустимых пределах) может регулироваться изменением толщины прокладок между упором и опорной поверхностью эксцентрика.

Предложенный выше способ улавливания ленты может быть также реализован при расположении фрикционного башмака ловителя под конвейерной лентой, а эксцентрика – над лентой (рис. 2). В этом случае ролик, опирающийся на ленту, удерживает эксцентрик на минимально возможном расстоянии от ленты. Такое конструктивное исполнение ловителя существенно сокращает угол поворота эксцентрика, а также снижает ускорение и скорость движения ленты при обратном ходе до начала ее торможения. Конструкция ловителя по этому варианту предназначена для мощных ленточных конвейеров, обладающих большой скатывающей силой при уходе ленты с грузом в обратном направлении (вниз).

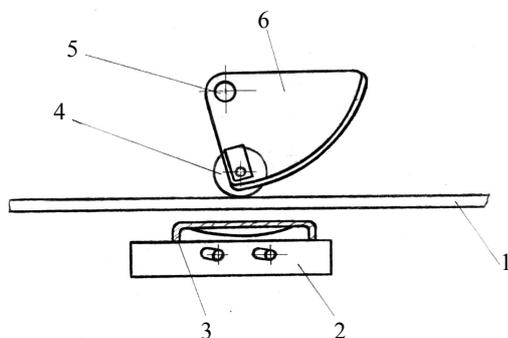


Рис. 2. Принципиальная схема устройства для улавливания ленты конвейера с размещением тормозного башмака под лентой конвейера: 1 – конвейерная лента; 2 – тормозной башмак; 3 – упругоэластичная пластина; 4 – ролик эксцентрика; 5 – ось эксцентрика; 6 – эксцентрик

Fig. 2. Schematic diagram of device for catching conveyor belt with placement of brake shoe under conveyor belt:

- 1 – conveyor belt;
- 2 – brake shoe;
- 3 – flexible and elastic plate;
- 4 – eccentric roller;
- 5 – eccentric axis;
- 6 – eccentric

Расчет основных параметров предлагаемой конструкции ловителей конвейерных лент заключается в определении: времени торможения

ленты; расстояния перемещения ленты с грузом вниз за период торможения; геометрических параметров фрикционного башмака и эксцентрика, обеспечивающих надежное торможение и удержание ленты без разрушения ее целостности; нагрузок, необходимых для выбора сечения опорных элементов конструкции ловителя. Расчет производится поэтапно по характерным периодам торможения ленты для конструктивного исполнения ловителя с расположением фрикционного башмака над лентой (рис. 1).

Методика расчета основных параметров ловителей

В методике расчета, разработанной ИГД УрО РАН [11], применяется рабочий алгоритм, позволяющий определить силу, скатывающую ленту конвейера вниз, а также в каждом периоде торможения – пройденный лентой путь, величину ее сжатия, величину тормозной силы, время торможения и ускорение движения ленты, время и длину пути, проходимого лентой до ее полной остановки, параметры ловителя и несущих металлоконструкций и прочие характеристики.

Расчет основных параметров ловителей лент выполняется в следующем порядке:

1. Угол поворота эксцентрика ловителя от точки начала его взаимодействия с плоской упругоэластичной пластиной фрикционного башмака до контакта с $\alpha_{л}$ (град) – вогнутой криволинейной поверхностью

$$\frac{\alpha_{л}}{2} = \frac{200\sigma'_1}{k_{зп}E'_p} + 10,$$

где σ'_1 – предел прочности на растяжение упругоэластичной пластины фрикционного башмака (в качестве упругоэластичной пластины используется конвейерная лента); $k_{зп}$ – коэффициент запаса прочности элементов ловителя, $k_{зп} = 4$; E'_p – модуль упругости прокладки ленты (упругоэластичной пластины) фрикционного башмака ловителя, даН/см прокладки.

2. Максимальная величина прогиба упругоэластичной пластины ловителя, см:

$$h_{и} = (r_2 + \delta_2) \left(1 - \cos \left(\frac{\alpha}{2} \right) \right),$$

где r_2 – максимальный радиус эксцентрика ловителя (вначале задается r_2), см; δ_2 – толщина ленты конвейера, см.

3. Площадь участка эксцентрика, находящегося в контакте с лентой конвейера, см²:

$$S_k = 0,0349r_2 \left(\frac{\alpha}{2} \right) B_{к.з},$$

где $B_{к.з}$ – ширина участка (края) ленты конвейера, зажатая между эксцентриком и упругоэластичной пластиной, см.

4. Давление на рабочую обкладку ленты конвейера со стороны эксцентрика, даН/см²:

$$P_p = \frac{0,01745\sigma'_1 i_1 B_{к.з}}{nS_k \mu_k},$$

где μ_k – коэффициент, определяемый условиями контакта ленты конвейера с эксцентриком.

Если значение P_p существенно меньше допустимого, значит, максимальный радиус эксцентрика ловителя r_2 выбран правильно. Величина радиуса эксцентрика может быть скорректирована при конструкторской проработке узла улавливания.

5. Сила, скатывающая грузонесущую ленту вниз при ее обрыве в головной части конвейера, даН:

$$P_1 = L_n q \sin \beta_n - L_n (q + q'_p) f \cos \beta,$$

где L_n – длина наклонной части конвейера, м; β_n – угол подъема наклонной части конвейера, град; f – коэффициент сопротивления движению конвейерной ленты вниз ($f = 0,025$); q'_p – нагрузка от вращающихся частей роликов верхней ветви грузонесущей ленты, даН/м

$$q = q_n + q_r = q_n + Q_{\max} / 3,6v,$$

где q_n – нагрузка от 1 м конвейерной ленты, даН/м; q_r – нагрузка на ленте от транспортируемой горной массы, даН/м; Q_{\max} – максимальная производительность конвейера, т/ч.

6. Максимально допустимое натяжение ленты конвейера по условию допускаемого давления на ее поверхность на участках, прилегающих к бортам ленты, общей шириной $2B_1$, даН:

$$F_{л}^m = 100kS_k,$$

где k – коэффициент трения между лентой и эксцентриком.

7. Максимально допустимое натяжение ленты конвейера по условию допустимого натяжения ткани прокладок на участках, прилегающих к бортам ленты, суммарной шириной $2B_{к.з}$, даН:

$$F_{л} = \frac{2\sigma''_1 i_2 B_{к.з}}{n},$$

где i_2 – число прокладок грузонесущей ленты конвейера; σ''_1 – прочность прокладок ленты конвейера, даН/см прокладки.

Принимается меньшее значение допустимого натяжения ленты ($F_{л}^m$ или $F_{л}$) и сравнивается со значением силы, скатывающей грузонесущую ленту вниз (P_1).

Если $F_{л} - P_1 > 0$, принимается одна пара ($j = 1$) ловителей. Если это условие не соблюдается, тогда определяется число $j = \frac{P_1}{F_{л}} + 1$ пар ловителей ленты, и полученное значение округляется до целого числа.

8. Определение тормозного усилия, суммарного сжатия ленты и упругоэластичной пластины фрикционного башмака ловителя (по периодам торможения, в расчете на одну пару ловителей).

8.1. Скатывающая сила, приходящаяся на одну пару ловителей, даН:

$$P_2 = \frac{P_1}{j}.$$

8.2. Давление на нерабочую обкладку ленты конвейера на момент максимального растяжения ленты ловителя, даН/см²:

$$P_n = P_p + \frac{0,01745P_2}{2S_{л\mu_k}}.$$

8.3. Сила сопротивления движению ленты конвейера со стороны пары ловителей на момент достижения максимального растяжения ленты (первый момент торможения), даН:

$$F'_{л} = 2S_k k (P_p + P_n).$$

8.4. Суммарная толщина нижней обкладки (δ'_n) ленты ловителя и конвейерной ленты (δ_2), см:

$$\delta_3 = \delta'_n + \delta_2.$$

8.5. Абсолютное сжатие лент ловителя и конвейера от действующего на них давления на момент максимального растяжения ленты ловителя, см:

$$h_1 = \frac{P_p \delta_3 + P_n \delta_2}{E_0},$$

где E_0 – модуль упругости лент на сжатие, даН/см².

8.6. Прирост силы трения, возникающей от сжатия лент ловителя и конвейера после первого периода торможения, к моменту перехода от ускоренного ее движения к равномерному (второй период торможения), даН:

$$F_p'' = \frac{P_2 - F_l'}{2}.$$

8.7. Прирост абсолютного сжатия ленты ловителя и конвейера за второй период торможения, см:

$$h_2 = F_p'' \frac{\delta_1 + \delta_2}{2kE_0S_k}.$$

8.8. Прирост абсолютного сжатия лент конвейера и ловителя за период равнозамедленного движения ленты конвейера (третий период торможения), см

$$h_3 = \frac{(F_l - P_2)(\delta_1 + \delta_2)}{4kE_0S_k}.$$

8.9. Абсолютное смятие (сжатие) лент конвейера и ловителя при торможении ленты конвейера, см:

$$h_c = h_1 + h_2 + h_3.$$

9. Расчет ускорения движения и ухода ленты конвейера вниз при ее обрыве и определение времени торможения ленты при срабатывании ловителей.

9.1. Минимальный радиус сектора эксцентрика ловителя, см:

$$r_1 = r_2 - 2\delta_2 - h_n - 0,3.$$

9.2. Постоянные величины (k_1 , $a_{л1}$) и промежуточные расчетные величины ($A_{л}$, k_2 , $c_{л}$) для конкретного ловителя:

$$k_1 = \frac{\lg \frac{r_1}{r_2}}{\lg \frac{\varphi_{л1}}{\varphi_{л2}}}; \quad a_{л1} = \frac{r_1}{\varphi_{л1}^{k_1}}; \quad A_{л} = r_1 + 2\delta_2 + 0;$$

$$k_2 = \frac{1}{k_1}; \quad c_{л} = \frac{1}{a_{л1}^{k_2}},$$

где $\varphi_{л1}$ – угол, характеризующий исходное положение ловителей ($\varphi_{л1} = 30^\circ$); $\varphi_{л2}$ – максимальный угол поворота ловителя ($\varphi_{л2} = 180^\circ$).

Эти величины используются в дальнейшем при расчете угла поворота сектора (эксцентрика) и расстояния, проходимого лентой в периоды торможения.

9.3. Суммарная масса (кг) верхней ветви ленты конвейера с грузом и вращающихся частей роликов на участке от ловителя до хвостового барабана (горизонтального участка) определяется в расчете на одну пару ловителей

$$m_{\text{сум}} = \frac{L_n(q + q_p')}{2g}.$$

9.4. Ускорение движения ленты конвейера после ее обрыва до начала торможения ловителем, м/с²:

$$a_c = \frac{P_2}{m_{\text{сум}}}.$$

9.5. Угол поворота сектора (эксцентрика) ловителя, характеризующий его конечное положение до начала торможения, град:

$$\varphi_{л3} = c_{л} A_{л}^{k_2}.$$

9.6. Угол поворота сектора (эксцентрика) ловителя, град:

$$\varphi_3 = \varphi_{л3} - \varphi_{л1}.$$

9.7. Расстояние, проходимое лентой конвейера до начала ее торможения (первый период), м:

$$S_0 = 0,001745r_2\varphi_3.$$

9.8. Время движения ленты до начала ее торможения, с:

$$t_0 = \sqrt{\frac{2S_0}{a_c}}.$$

9.9. Скорость движения ленты конвейера до начала ее торможения, м/с:

$$v_k = a_c t_0.$$

9.10. Показатели, характеризующие первый период торможения:

– начальная фаза торможения:

$$S = 0; t = 0; F = F_{л}; S_0 = S_0 + S; t_0 = t_0 + t; \\ P = P_2; a_3 = a_c; h = h_1 + h_{н}, \text{ см};$$

– конечная фаза торможения:

$$B = A, \text{ см}; A = A + h, \text{ см}; \varphi = c_{л}(A^{k_2} - B^{k_2});$$

$$a_2 = \frac{P - F}{m}; t_1 = \sqrt{\frac{2S}{a_{cp}}}; a_{cp} = \frac{a_3 + a_2}{2};$$

$$v_{k1} = v_{н} + a_c t_1; v_{н} = v_k.$$

9.11. Показатели второго этапа торможения:

$$P - F = 0; a_3 = a_2; h = h_2; S_0 = S_0 + S; t_0 = t_0 + t;$$

$$B = A; \varphi = c(A^{k_2} - B^{k_2});$$

$$A = A + h; a_2 = \frac{P - F}{m}; a_{cp} = \frac{a_3 + a_2}{2};$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{2S}{a_{cp}}}; v_{k1} = v_{н} + a_c p t.$$

9.12. Показатели третьего этапа торможения:

$$S_0 = S_0 + S; t_0 = t_0 + t; P = P_2; F = F_{л}; h = h_3;$$

$$a_3 = a_2; B = A, \text{ см}; \varphi = c(A^{k_2} - B^{k_2}); A = A + h;$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{2S}{a_{cp}}}; v_{k1} = v_{н} + a_c p t.$$

9.13. Показатели четвертого этапа торможения:

$$S_0 = S_0 + S; t_0 = t_0 + t; v_k''' = v_k; t = \frac{m v_k''}{F_{л} - P_2}.$$

Путь, пройденный лентой конвейера, м:

$$S = v_k''' t - \frac{a t^2}{2}.$$

Суммарное время движения ленты, с:

$$t_c = t_0 + t.$$

Путь, пройденный лентой после обрыва до полной остановки, м:

$$S_0 = S_0 + S.$$

Результаты исследований

По приведенной методике выполнен расчет основных конструктивных параметров улавливающих устройств для наклонного конвейера с шириной ленты 1400 мм глиноземного цеха ОАО «СУАЛ-УАЗ» (табл. 1) [11]. Расчетные показатели по периодам торможения для конструктивного исполнения ловителя с расположением эксцентрика под лентой, а тормозного башмака над лентой приведены в табл. 2 (вариант I).

Аналогичные расчеты (табл. 3) выполнены для варианта II конструктивного исполнения ловителя с расположением эксцентрика над лентой конвейера, а тормозного фрикционного башмака под лентой. Сравнение показателей свидетельствует, что по варианту II скорость, время движения ленты и путь, пройденный ею в хвостовую часть конвейера, существенно меньше, чем в варианте I. Поэтому предпочтительнее принять вариант исполнения ловителей с верхним расположением эксцентрика и нижним расположением тормозного башмака.

Таблица 1

Технические параметры конвейера
Technical parameters of conveyor

Параметр	Значение
Максимальная производительность конвейера, т/ч	700
Ширина ленты конвейера, мм	1400
Скорость движения ленты, м/с	1,2
Длина конвейера, м, всего, в том числе наклонная часть	190 155
Угол наклона конвейера (наклонной части), град	15°
Мощность двигателя приводной станции, кВт	125
Тип конвейерной ленты	Резино-тканевая
Число прокладок ленты, шт.	6
Толщина обкладок ленты, мм: рабочей нерабочей	4,5 2,0
Угол наклона боковых роликов верхней ветви ленты, град	20°–25°
Диаметр обечайки роликов, мм	159

Таблица 2

Расчетные параметры ловителей конвейера по варианту I
Calculated parameters of conveyor catchers according to variant I

Показатель	Период торможения*			
	I	II	III	IV
Тормозное усилие, даН	438	1512	3462	3462
Ускорение движения ленты, м/с ²	$\frac{1,78}{1,55}$	$\frac{1,55}{0}$	$\frac{0}{-1,3}$	$\frac{-1,3}{0}$
Скорость движения ленты, м/с	$\frac{0,92}{1,49}$	$\frac{1,49}{1,89}$	$\frac{1,89}{1,53}$	$\frac{1,53}{0}$
Время движения ленты, с	0,343	0,52	0,545	1,17
Путь, пройденный лентой, м	0,099	0,105	0,1	0,304
Сжатие конвейерной ленты и упругоэластичной пластины, см	0,1	0,66	0,56	1,32 ($\Sigma_{\text{сжатие}}$)

* Над чертой – показатели в начале, под чертой – в конце периода торможения.

Таблица 3

Расчетные параметры ловителей конвейера по варианту II
Calculated parameters of conveyor catchers according to variant II

Показатель	Период торможения*			
	I	II	III	IV
Тормозное усилие, даН	438	1512	3462	3462
Ускорение движения ленты, м/с ²	$\frac{1,78}{1,55}$	$\frac{1,55}{0}$	$\frac{0}{-1,3}$	$\frac{-1,3}{0}$
Скорость движения ленты, м/с	$\frac{0,64}{1,04}$	$\frac{1,04}{1,32}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,07}{0}$
Время движения ленты, с	0,24	0,363	0,38	0,766
Путь, пройденный лентой, м	0,048	0,051	0,047	0,146
Сжатие конвейерной ленты и упругоэластичной пластины, см	0,1	0,66	0,56	1,32 ($\Sigma_{\text{сжатие}}$)

* Над чертой – показатели в начале, под чертой – в конце периода торможения.

Далее приведены основные расчетные параметры и эксплуатационные показатели ловителей для рекомендуемого варианта их конструктивного исполнения (вариант II): число ловителей, устанавливаемых на конвейере, – 3 пары; суммарная скатывающая сила – 6923 даН, в том числе на одну пару ловителей – 3462 даН; максимальный радиус эксцентрика – 20 см; сила давления на ось эксцентрика – 1350 даН; время движения ленты конвейера при уходе вниз от момента обрыва до полной ее остановки – 1,749 с; уход ленты конвейера вниз до остановки ее ловителями – 0,292 м; суммарное сжатие (смятие) ленты конвейера и упругоэластичной пластины фрикционного башмака – 1,32 см.

Улавливающие устройства устанавливаются с обеих сторон конвейерной ленты парами

вдоль става конвейера. Тормозной башмак и эксцентрик ловителей размещают в корпусах, которые посредством кронштейна крепятся на полурамах, опирающихся на основание линейного става конвейера. Полурамы соединены поперечными балками и закреплены на основании (рис. 3). Взаимное расположение эксцентриков и башмаков в корпусах, обеспечивающее при срабатывании ловителей номинальное расчетное сжатие ленты конвейера и упругоэластичной пластины (диафрагмы), регулируется набором прокладок. Положение корпуса ловителей относительно рабочей ветви регулируется в зависимости от угла наклона боковых роликоопор линейного става конвейера. Ловители устанавливаются на конвейерах с углом наклона боковых роликов роликоопор рабочей ветви ленты от 15 до 35°.

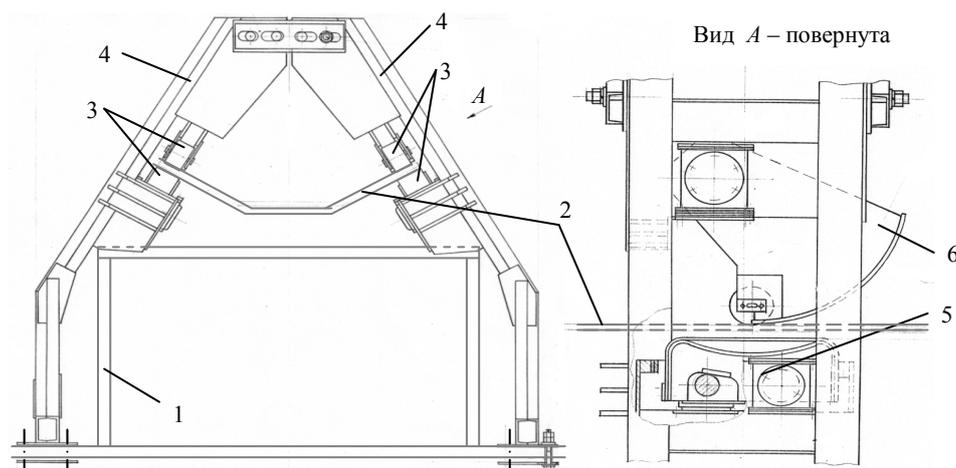


Рис. 3. Схема установки ловителя на конвейере: 1 – металлоконструкция линейного става конвейера; 2 – конвейерная лента; 3 – улавливающее устройство; 4 – полурама; 5 – тормозной башмак; 6 – эксцентрик

Fig. 3. Scheme for installation of catcher on conveyor: 1 – metal structure of linear conveyor section; 2 – conveyor belt; 3 – catching device; 4 – half-frame; 5 – brake shoe; 6 – eccentric

ВЫВОДЫ

1. Для нормальной работы ловителей необходимо обеспечить поперечное центрирование грузопотока относительно ленты. Конвейерная лента должна иметь с каждой стороны свободные от транспортируемого материала кромки (полосы) шириной не менее 120 мм. С целью исключения взаимодействия рабочих органов ловителей при загрузке ленты выше номинальной (экстремальная ситуация) участок установки улавливающего устройства ограждается плужковыми отбойниками.

2. Для исключения развала желоба ленты при ее поперечном порыве и движении в направлении обратного хода в зоне расположения ловителей возможна установка желобчатой опоры скольжения. Размещать ее следует в пролете между роlikоопорами ниже верхнего уровня роликa на 5–15 мм, а ширина боковых сторон должна быть меньше длины роликa на 250–300 мм.

3. Предлагаемая методика опробована при определении основных параметров и разработке рабочей конструкторской документации вновь создаваемых базовых моделей ловителей лент для наклонных конвейеров ряда горнодобывающих и металлургических предприятий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Правила безопас-

ности при обогащении и брикетировании углей» [Электронный ресурс]: приказ Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору, 20 ноября 2017 г., № 487. Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/542612568>.

2. Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Правила безопасности в угольных шахтах» (с изменениями на 25 сентября 2018 года) [Электронный ресурс]: приказ Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору, 19 ноября 2013, № 550. Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/499060050>.
3. Шахмейстер, Л. Г. Подземные конвейерные установки / Л. Г. Шахмейстер, Г. И. Солод / под ред. А. О. Спиваковского. М.: Недра, 1976. 432 с.
4. Шахмейстер, Л. Г. Ловители для наклонных ленточных конвейеров / Л. Г. Шахмейстер, П. А. Ляшкевич, В. Г. Фохтин. М.: ЦНИЭИуголь, 1972. 53 с. (Сер. Механизация и автоматизация производственных процессов).
5. Тарасов, Ю. Д. Перспективы совершенствования технических средств для улавливания лент уклонных и бремсберговых конвейеров / Ю. Д. Тарасов, Ф. В. Федоров // Записки Горного института. 2008. Т. 178. С. 95–101.
6. Устройство для улавливания конвейерной ленты в случае ее обрыва: пат. Рос. Федерации 2184068, МПК В65G43/06 / Ю. Д. Тарасов; заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский государственный горный институт имени Г. В. Плеханова (технический университет). Заявл. 07.05.2001; опубл. 27.06.2002.
7. Тормозные и улавливающие устройства ленточных конвейеров [Электронный ресурс] / Ю. Д. Тарасов. СПб.: Политехника, 2015. Режим доступа: <http://www.medcol.legelib.ru/book/ISBN5732505423.html>.
8. Способ остановки ленты конвейера в случае ее обрыва и устройство для его осуществления: пат. 2067070 СССР, МПК В65G 43/06 / Г. К. Герасимов, А. В. Ещеркин, Р. И. Чернов; дата публ. 20.11.2001.

9. Устройство для улавливания ленты конвейера в случае ее обрыва: пат. 2184068, МПК В65G / В. И. Ануфриев, С. М. Луцкий, А. П. Воинов; дата публ. 27.06.2002.
10. Устройство для улавливания ленты шахтного конвейера в случае ее обрыва: пат. ВУ 204, МПК В65G 43/00 / В. Я. Щерба, В. В. Островский, А. В. Протасеня, А. М. Роговский, Н. В. Прушак, В. И. Шаповалов; дата публ. 30.12.2000.
11. Устройство для улавливания ленты шахтного конвейера в случае ее обрыва: патент ВУ 7972, МПК В 65G 43/06, 45/12 / В. Я. Щерба, В. В. Островский, А. В. Протасеня, А. М. Роговский, Н. В. Прушак, В. И. Шаповалов; дата публ. 30.04.2006.
12. Разработка конструкторской документации на ловители ленты для наклонных конвейеров. Расчет конструктивных параметров устройства для улавливания конвейерной ленты и руководство по его монтажу: отчет о НИР (х/д 06/03-1/18-М). Екатеринбург, 2003. 21 с.

Поступила 15.03.2018

Подписана в печать 17.05.2018

Опубликована онлайн 30.05.2019

REFERENCES

1. Federal Norms and Rules in the Field of Industrial Safety "Safety Rules for the Enrichment and Briquetting of Coal": Federal Service for the Supervision of Environment, Technology and Nuclear Management: Order Dated 20 November 2017, No 487. Available at: <http://docs.cntd.ru/document/542612568> (in Russian).
2. Federal Norms and Rules in the Field of Industrial Safety "Safety Rules for Coal Mines" (as Amended on September 25, 2018): Federal Service for the Supervision of Environment, Technology and Nuclear Management: Order dated 19 November 2013, No 550. Available at: – <http://docs.cntd.ru/document/499060050> (in Russian).
3. Shakhmeyster L. G., Solod G. I. (1976) *Underground Conveying Units*. Moscow, Nedra Publ. 432 (in Russian).
4. Shakhmeyster L. G., Lyashkevich P. A., Fokhtin V. G. (1972) *Catcher for Incline Belt Conveyors. Series: Mechanization and Automation of Industrial Processes*. Moscow, Central Scientific-Research Institute of Economics and Technical Information for Coal-Mining Industry. 53 (in Russian).
5. Tarasov Yu. D., Fedorov F. V. (2008) Prospects for Improvement of Technical Facilities Used for Catching Belts of Incline and Gravity Incline Conveyors. *Zapiski Gornogo Instituta = Journal of Mining Institute*, 178, 95–101 (in Russian).
6. Tarasov Yu. D. (2002) *Device for Catching Conveyor Belt in Case of its Breakage*. Patent of the Russian Federation No 2184068 (in Russian).
7. Tarasov Yu. D. (2015) *Braking and Catching Devices of Belt Conveyors*. Saint Petersburg, Politekhnik Publ. Available at: <http://www.medcollegelibrary.ru/book/ISBN5732505423.html> (in Russian).
8. Gerasimov G. K., Eshcherkin A. V., Chernov R. I. (2001) *Method for Belt Stoppage in Case of its Breakage and Device for its Implementation*. Patent No 2067070 USSR (in Russian).
9. Anufriev V. I., Lutsky S. M., Voinov A. P. (2002) *Device for Catching Conveyor Belt in Case of its Breakage*. Patent of the Russian Federation No 2184068 (in Russian).
10. Shcherba V. Ya., Ostrovskii V. V., Protaseny A. V., Rogovskii A. M., Prushak N. V., Shapovalov V. I. (2000). *Device for Catching Shaft Conveyor Belt in Case of its Breakage*. Patent BY 204.
11. Shcherba V. Ya., Ostrovskii V. V., Protaseny A. V., Rogovskii A. M., Prushak N. V., Shapovalov V. I. (2006). *Device for Catching Shaft Conveyor Belt in Case of its Breakage* Patent of the Republic of Belarus No 7972 (in Russian).
12. *Development of Design Documentation on Belt Catchers for Incline Conveyors. Calculation of Design Parameters for Device Used to Catch Conveyor Belt and Manual for its Installation*: Research Report (Commercial Contract 06/03-1/18-M). Yekaterinburg, 2003. 21 (in Russian).

Received: 15.03.2018

Accepted: 17.05.2018

Published online: 30.05.2019

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-233-239>

UDC 620.172.242

Experimental Determination and Comparative Analysis of the PPH030GP, ABS and PLA Polymer Strength Characteristics at Different Strain Rates

M. Yu. Zalohin¹, V. V. Skliarov², Ja. S. Dovzhenko², D. A. Brega³

¹Kharkiv National Automobile and Highway University (Kharkiv, Ukraine),

²National Scientific Center “Institute of Metrology” (Kharkiv, Ukraine),

³Kharkiv National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute” (Kharkiv, Ukraine)

Abstract. Nowadays the field of application of products made from polymer materials is constantly increasing. These products find their wide application in the most high-tech industries such as automotive, aerospace and medical industry. Modern trends in the development of the automotive industry predicts that 75 % of the total car mass will be replaced with polymer materials by 2020 and other industries demonstrate similar trends. Regarding to this information, engineering companies that design parts of the automotive industry should have polymer material characteristics over an entire range of deformations up to destruction for their performance prediction. However, strength characteristics of products from polymers are different and depend not only on a polymer grade but also on technology used for part production. Existing literature review on this problematic area is rather rare. The purpose of this paper is to determine and analyze mechanical characteristics of widely used PPH030GP polymer obtained by extrusion and ABS, PLA polymers applied while manufacturing samples using an additive method (3D-printing) depending on the rate of high-elastic deformation. All the samples have been made according to the requirements of GOST 11262–80 and subjected to uniaxial stretching on a tensile machine UIT STM 050/300 at different speeds of clamp expansion. According to experimental results, stretching diagrams in conditional coordinates σ – ε have been obtained up to the point of failure for different rates of clamp expansion. It has been shown that while using the additive method, a direction of layers and adhesion between them, which depends on 3D-print parameters, have a significant effect on the part strength. Printing settings are indicated in accordance with the selected mode and a 3D-printer model. As a result of data processing, strength characteristics of PPH030GP polymer and ABS and PLA polymers have been determined to a sufficient extent, depending on the direction of printing layers and rate of high-elastic deformation. These data can be used to calculate strength of products by numerical methods and a finite element method in various software products.

Keywords: polymer, stretching diagram, mechanical characteristic, strength, destruction, 3D-printing

For citation: Zalohin M. Yu., Skliarov V. V., Dovzhenko Ja. S., Brega D. A. (2019) Experimental Determination and Comparative Analysis of the PPH030GP, ABS and PLA Polymer Strength Characteristics at Different Strain Rates. *Science and Technique*. 18 (3), 233–239. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-233-239>

Экспериментальное определение и сравнительный анализ характеристик прочности полимеров PPH030GP, ABS и PLA при различных скоростях деформации

Канд. техн. наук, доц. М. Ю. Залогин¹, канд. техн. наук В. В. Скляр², Я. С. Довженко², канд. техн. наук, доц. Д. А. Брега³

¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (Харьков, Украина),

²Национальный научный центр «Институт метрологии» (Харьков, Украина),

³Харьковский национальный аэрокосмический университет имени Н. Е. Жуковского (Харьков, Украина)

Реферат. Сегодня область применения изделий из полимерных материалов постоянно увеличивается. Такие изделия находят широкое применение в наиболее наукоемких отраслях, таких как автомобильная, аэрокосмическая

Адрес для переписки

Залогин Максим Юрьевич
Харьковский национальный
автомобильно-дорожный университет
ул. Ярослава Мудрого, 25,
61002, г. Харьков, Украина
Тел.: +375 057 707-37-69
zalohin@khadi.kharkov.ua

Address for correspondence

Zalohin Maksim Yu.
Kharkiv National
Automobile and Highway University
25 Yaroslava Mudrogo str.,
61002, Kharkov, Ukraine
Tel.: +375 057 707-37-69
zalohin@khadi.kharkov.ua

и медицинская отрасли. Современные тенденции развития автомобильной промышленности прогнозируют к 2020 году 75 % общей массы автомобиля заменить полимерными материалами. Схожие тренды демонстрируют и другие отрасли. В связи с этим инженерным компаниям, проектирующим детали автомобильной промышленности, для прогнозирования их работоспособности необходимо иметь характеристики полимерных материалов во всем диапазоне деформаций – вплоть до разрушения. Однако прочностные характеристики изделий из полимеров различны и зависят не только от марки полимера, но и от технологии производства детали. Подробная информация в отечественной литературе встречается достаточно редко и в сжатом виде. Авторами статьи была поставлена задача определить и проанализировать механические характеристики широко применяемого полимера PPH030GP, полученного экструзивным методом, и полимеров ABS и PLA, применяемых при изготовлении образцов аддитивным методом (3D-печать) в зависимости от скорости деформации. Для этого были выполнены образцы согласно требованиям ГОСТ 11262–80 и подвергнуты одноосному растяжению на разрывной машине UIT STM 050/300 при разных скоростях раздвижения зажимов. По результатам экспериментальных исследований получены диаграммы растяжения в условных координатах σ – ε вплоть до момента разрушения для различных скоростей раздвижения зажимов. Показано, что при аддитивном методе значительное влияние на прочность изделия оказывают направление слоев и адгезия между ними, которая зависит от параметров 3D-печати. Параметры печати указаны в зависимости от выбранного режима и конструкции 3D-принтера. В результате обработки данных в достаточной мере определены прочностные характеристики полимеров PPH030GP, ABS и PLA в зависимости от направления слоев печати и скорости деформации. Эти данные можно применять для расчета прочности изделий численным методом и методом конечных элементов в различных программных продуктах.

Ключевые слова: полимер, диаграмма растяжения, механическая характеристика, прочность, разрушение, 3D-печать

Для цитирования: Экспериментальное определение и сравнительный анализ характеристик прочности полимеров PPH030GP, ABS и PLA при различных скоростях деформации / М. Ю. Залогин [и др.] // *Наука и техника*. 2019. Т. 18, № 3. С. 233–239. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-233-239>

Introduction

Nowadays, polymers have found wide application in various branches of science and technology, such as automobile and tractor design, medicine, oil and gas extraction, national economy, etc. [1]. According to experts from Research and Markets [2] and the information-analytical publication [3] in the automotive industry, in order to make cars more energy efficient, the use of polymer materials should be increased to 75 % of the total mass of the car by 2020. It should be noted that parts made of polymeric materials by the traditional method or made with additive technologies (3D-printing method) should operate in temperature range from plus 150 °C to minus 45 °C under a variety of loading conditions [4]. Due to this fact, engineering companies that design car parts should have strength characteristics for the materials under various loading conditions up to destruction for their performance prediction.

Unfortunately, the literary review showed scant information in this problematic scientific area [5–8]. For example, in [9–12], the authors pay special attention to the study of the polymer fibers strength from which the sample then 3D-printed. Either, in the works mentioned, there is no analysis of the influence of the load application velocity on the polymers strength characteristics. In the foreign literature, the analysis was performed without ta-

king into account the influence of the viscoelastic deformation [13–16].

Thereby, the authors of the article were aimed on experimental determination and analysis of the mechanical characteristics of the strength of widely used PPH030GP polymers obtained by the extrusion method and ABS, PLA polymers used for sample manufacturing by the additive method. The investigations were carried depending on the initial strain rate on the tensile machine with a maximum force of 5000 kg.

Experimental setup

To determine the mechanical characteristics of the polymers strength, it is vital to have an experiment in which the sample is subjected to uniaxial stretching until its destruction. Tensile tests were carried in accordance with the state standard GOST 11262–80 or international ISO 527. In this connection, 8 samples of the extensively used PPH030GP polymer and 6 polymer ABS and PLA samples produced by 3D-printing (3 samples for each material) were subjected to tensile testing to determine the strength characteristics according to GOST 11262–80. The geometrical parameters of the samples are shown in fig. 1.

The samples were tested on a UIT STM 050/300 tensile machine at the Metrology Institute at an ambient temperature of 22 °C and a relative humidity of 47 %.

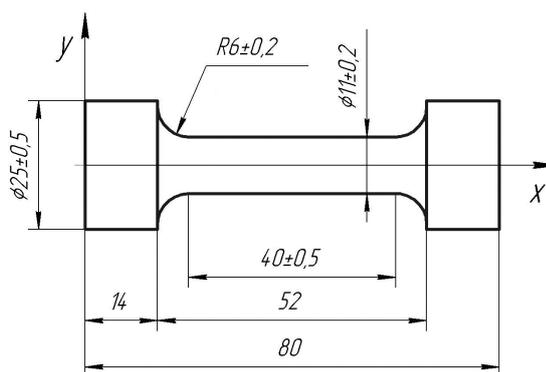


Fig. 1. Sample No 4:
geometry according to GOST 11262–80

It is known that the additive method for part production involves layer-by-layer deposition of molten material with a rolling head in order to completely reproduce the computer 3D-model [9]. Consequently, several strategies for the sample manufacturing are possible: application of material layers along and across the x axis (fig. 1). Detailed review of the creating process of a product using the 3D-printing method can be found in [10, 11]. However, such method of printing leads to anisotropy of material properties. In this case, the structural strength of a part made by the 3D-printing method will largely depend on the direction in which the force is applied – along or across the line direction of layers when printing. In this connection, two samples of ABS material were printed along the x-axis (fig. 1), and 1 sample was transverse. Also in the transverse direction were printed 3 samples from PLA material. For the analysis of the mechanical characteristics of the polymers, it was planned to conduct an experiment for 4 samples from the PPH030GP polymer with a quasistatic speed of 5 mm/min. In order to determine the dependence of the deformation rate on the strength characteristics for each next sample (of the remaining 4 samples of PPH030GP), the deformation rate was planned to be increased by one subsequent position in the software for the tensile machine.

Results and discussions

From the experimental results, the values of forces and the movements obtained by the UIT STM 050/300 sensor interpreted in a form of the tensile diagram in the “force-displacement coordinates”. However, in order to carry out theoretical

calculations for strength, the designer needs the values of the stresses and deformations of the material. That is why the test results were transformed according to expressions [5] and are represented in the stress-strain coordinates (fig. 2).

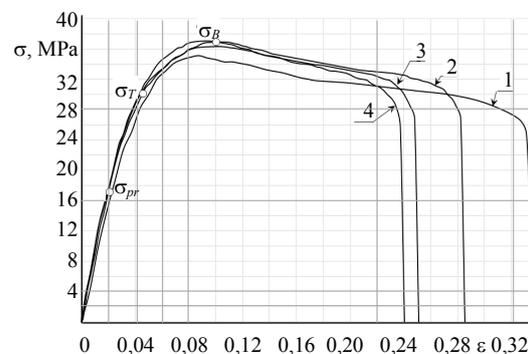


Fig. 2. Stretching diagram for polymer PPH030GP
at deformation rate of 5 mm/min

It should be noticed that such diagram is conditional and is characteristic only for the cylindrical sample depicted in fig. 1 [5]. To identify the characteristics of samples and tabular values, the article adopts the end-to-end numbering of curves in all figures. As can be seen from the stretching diagram (fig. 2), the elastic properties of the material appear on the linear part up to the proportionality limit σ_{pr} and can be described by the theory of elasticity based on Hooke's law [5, 12]. The magnitude of the elastic deformation does not exceed 2 %. The behavior of the material after the yield point σ_T indicates the presence of plastic deformations in the material and their concentrating in the most critical section of the sample. The subsequent increase in plastic deformation continues up to the ultimate strength σ_B and is accompanied by the formation of a neck. At the same time, the relative elongation of the sample reaches 10 %. The further behavior of the material exhibits nonlinear rheological properties typical for the amorphous-crystalline polymers and can be described by a nonlinear theory of viscoelasticity based on the Boltzmann heredity principle [17]. In this case, the energy of deformation is expended on the work of the micro cracks emergence inside the material, which are concentrators of considerable stresses and for the heat release. The nature of the destruction of polymers depends on their physical state during deformation and is a consequence of the action of various mechanisms [12]. To determine the rheo-

logical properties of the material, experiments were carried out with different deformation rates, the results of which are shown on fig. 3 and in tab. 1.

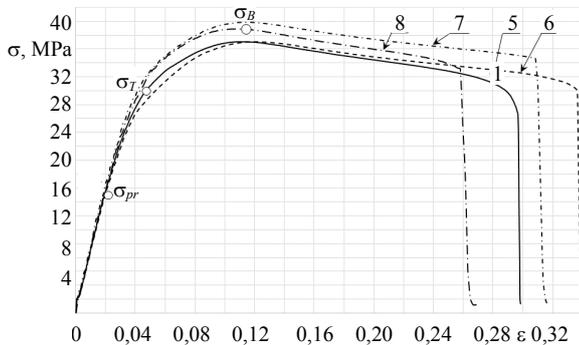


Fig. 3. Stretching diagram for polymer PPH030GP at different deformation rates: 5 – 10 mm/min; 6 – 20 mm/min; 7, 8 – 50 mm/min

It should be noted that the rise in the rate of deformation by 100 % increases the tensile strength σ_B by 5.25 %, and the increase in velocity by 1000 % increases the tensile strength by 9.5 %. As can be seen from fig. 3 the elastic properties of the material σ_{pr} and σ_T have not changed due to increased rate of deformation, since their value does not depend on the rate of deformation [5, 12]. Experimental results for polymer PPH030GP are summarized in tab. 1.

The elastic modulus E , the shear modulus G and the bulk modulus of elasticity K were calculated from the following expressions:

$$E = \frac{\sigma_{pr}}{\varepsilon}; \tag{1}$$

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)}; \tag{2}$$

$$K = \frac{E}{3(1-2\mu)}, \tag{3}$$

where μ – Poisson's ratio.

The Poisson ratio was determined from the well-known expression [5]

$$\mu = \frac{\varepsilon_{\perp}}{\varepsilon_{\parallel}}, \tag{4}$$

where ε_{\perp} – residual deformation after the sample rupture in the transverse direction; ε_{\parallel} – residual deformation after the sample rupture in the longitudinal direction.

Samples of ABS polymer were printed with the following parameters: the diameter of the nozzle of the extruder was 0.4 mm; the height of the layers is 0.3 mm; thread diameter – 1.75 mm; the plastic feed rate is 0.95; the temperature of the extruder is 230 °C; the table temperature of the first layer is 100 °C; printing speed – 40 mm/s; filling of the sample – 100 %.

The layers of molten material were applied at an angle of 45° to the longitudinal axis of the sample.

Then, the samples were tested for one-axis stretching, the results were summarized in the form of dependence of the sample internal stress on deformation at different strain rates (fig. 4).

Table 1

Mechanical strength parameters of PPH030GP polymer

Sample number	σ_{pr} , MPa	σ_T , MPa	σ_B , MPa	ε_p , %	ε , %	E , MPa	G , MPa	K , GPa	μ	v , mm/min	S_k , mm ²
1	18.6	29.95	34.60	33.1	6.25	743.80	249.6	12.390	0.499	5	95.033
2	17.53	31.96	36.90	28.2	5.50	876.53	295.1	9.740	0.485		95.033
3	18.50	32.07	36.90	24.8	4.10	853.20	284.8	14.200	0.498		95.033
4	17.00	31.40	36.25	23.7	4.20	850.70	285.3	15.750	0.491		94.860
5	17.58	31.70	38.85	29.6	4.25	882.50	297.9	7.740	0.481	10	95.033
6	17.47	28.70	39.06	33.6	7.50	857.50	290.1	6.496	0.478	20	95.033
7	18.73	34.33	41.85	30.8	4.90	937.68	315.3	12.020	0.487	50	95.033
8	17.56	35.02	40.90	25.8	5.50	876.90	293.1	36.500	0.496		95.033

ε_p – relative deformation of the sample at the moment of failure; ε – deformation of the sample after the failure; S_k – area of the sample in the critical cross-section.

It can be seen from the graph that the deformation curves of the samples with longitudinal arrangement of the layers (No 10 and 11) have a small area of plastic deformations concentrated in the neck region. For sample No 9, there is no formation of plastic deformations. This is explained by the fact that the strength characteristics of the part are more affected by the adhesive component of strength, rather than the behavior of the material itself in the layers. The dispersion of the ultimate strength values can reach a value up to 70 %. Which is also confirmed by other studies [9–11].

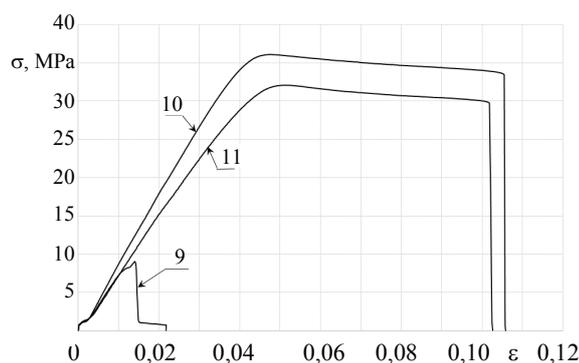


Fig. 4. Stretching diagram for 3D-printed ABS polymer sample at different strain rates: 9 – 5 mm/min; 10 – 2 mm/min; 11 – 5 mm/min (sample No 9 has been printed across x axis; samples No 10, 11 – along x axis (fig. 1))

Samples from the PLA polymer were printed with the following parameters: the diameter of the nozzle of the extruder was 0.2 mm; the height of the layers is 0.1 mm; thread diameter – 1.75 mm; the plastic feed rate is 1; the extruder temperature is 245 °C; the temperature of the table of the first layer is 55 °C; speed of printing – 20 mm/s; filling the sample – 100 %.

Processing data from a discontinuous machine, gives the expansion diagrams at different deformation rates depicted in fig. 5.

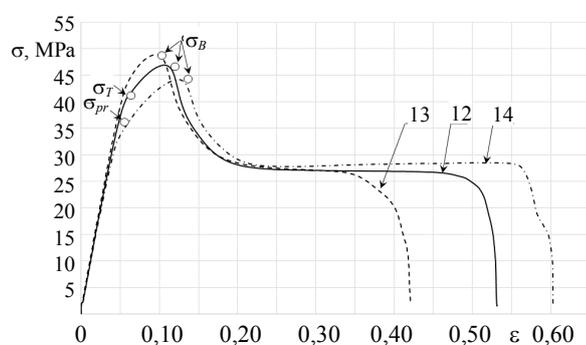


Fig. 5. Stretching diagram of sample made by 3D-printing from PLA polymer, at different strain rates: 12 – 10 mm/min; 13 – 20 mm/min; 14 – 2 mm/min

Thus, elastic properties of the material are clearly traced in the deformation diagrams up to 5 % of the deformation of the sample. A further increase in deformation of up to 10 % leads to a concentration of plastic deformations and the appearance of a neck. The decrease in stresses by exponential dependence with simultaneous increase in deformation unambiguously indicates the viscous flow behavior of the material up to the point of failure.

It should also be noted that at a strain rate of 2 mm/min, the energy of deformation is partially expended on the temperature change in the neck formation region, which in turn, leads to hardening of the material by 2.5 % (fig. 5, curve No 14). Besides, in sample No 14, the characteristic difference was the formation of a second neck with a plastic deformation of 58 %.

Based on the results of the experiments, a non-linear dependence of the change in the strength σ_B of PLA on the initial strain rate was also established. Thus, with an increase in the deformation rate by a factor of 5, the ultimate strength σ_B increases by 6.3 %, and with an increase in speed by a factor of 10, the tensile strength σ_B increases by 10.2 %. To analyze the strength characteristics of ABS and PLA polymers, the results of the processing of experimental data are summarized in tab. 2. Due to obtained data, it is seen that the tensile strength of the PLA polymer is 18 % higher than that of ABS at the same strain rate without regard for layers orientation. If the limiting values of the strength of the samples whose layers are disposed transversally will be taking into consideration (fig. 4 and 5, curves No 9 and No 13), the difference will be substantial and reach a ratio of 5-fold.

The fracture surface obtained after rupture of polymers PPH030GP and ABS has a classical and inherent form of all brittle materials, depicted in fig. 6 and 7.

The carried research have shown that the rate of deformation of polymers affected the strength characteristics. In addition, the strength of the parts obtained by the additive method is influenced by the direction of the layers (fibers) and their adhesion to each other. The degree of influence of the adhesive component depends on the parameters and operating mode of the 3D-printer.

Analysis of the test results showed that the samples made of PLA polymer by the additive method have pronounced viscoelasticity properties. Strength characteristics of this material exceed the characteristics of ABS by 28 % and the polymer PPH030GP by 18 %, which significantly expands its application for various purposes.

Mechanical properties of ABS and PLA polymers

Sample number	σ_{pr} , MPa	σ_T , MPa	σ_B , MPa	ε_p , %	ε , %	E , MPa	G , MPa	K , MPa	μ	v , mm/min	S_k , mm ²
9	9.05	–	–	–	–	646.63			0.495	5	88.247
10	34.01	–	36.1	10.5	2.50	852.47	284.30	142.1	0.491	2	86.590
11	28.90	–	32.1	10.1	1.50	719.92	240.10	120.0	0.490	5	98.520
12	37.32	40.64	46.9	52.5	47.5	743.41	247.82	123.9	0.488	10	97.640
13	39.14	42.79	48.9	42.1	38.0	779.72	260.10	129.9	0.496	20	97.640
14	33.70	35.10	44.0	55.1	47.5	674.20	224.80	112.3	0.492	2	97.640

ε_p – relative deformation of the sample at the moment of failure; ε – deformation of the sample after the failure; S_k – area of the sample in the critical cross-section.

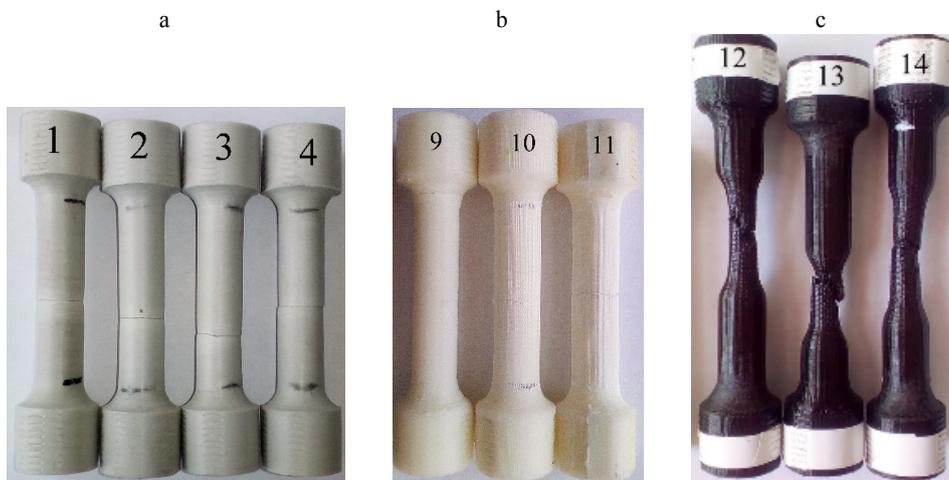


Fig. 6. Samples appearance after rupture: a – PPH030HP; b – ABS; c – PLA (samples 5, 6, 7, 8 are identical to 1, 2, 3, 4)

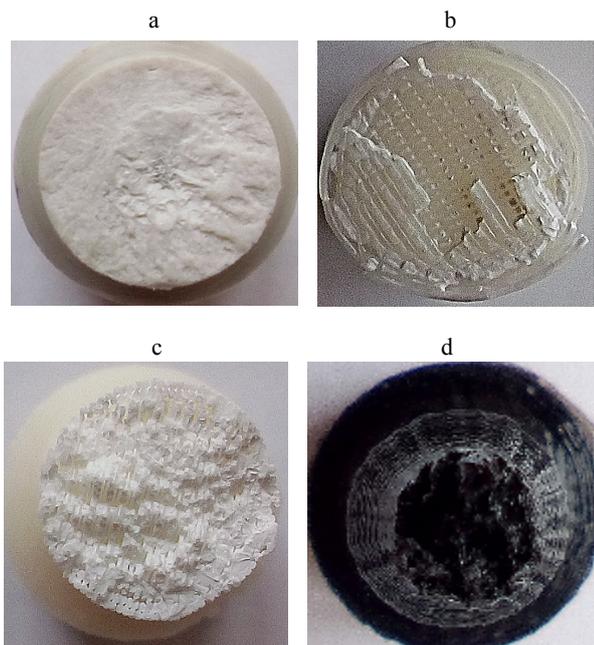


Fig. 7. The surface of rupture: a – PPH030GP; b, c – ABS; d – PLA

Eventually, it should be noted that due to the results of the experimental study of the polymer strength parameters, carried out by various methods, the use of these materials in the automotive industry is positively advisable. There is a whole list of aggregates and systems, where the parts require the replacement of steel material with polymer [18]. So, for example, the pistons of the clutch cylinders are made of plastic by the traditional method, followed by mechanical work.

An essential advantage of the additive method is the creation of complex shape parts. These include the body of cylinders and units, working at low loads. The disadvantage of the additive method is the high cost of manufacturing the part. To date, the cost of printing varies in the range of 0.10–0.25 dol. for gram depending on the selected material, which somewhat limits the scope of its use.

CONCLUSIONS

Ultimately, strength characteristics of polymers PPH030GP, ABS and PLA were determined and

analyzed in the article, depending on the rate of deformation. Overall, the following conclusions can be made:

1) strength characteristics of the polymer have both elastic and viscous-flow properties. It was found that the modulus of elasticity E of PPH030GP polymer ranges from 937 to 743 MPa and on average is 860 MPa, which is 8.5 % more than ABS and 14.8 % higher than PLA;

2) additive methods of manufacturing products create a part with a significant anisotropy of properties, which depends on the direction of layers and printing parameters of the 3D-printer. It is established that in the case of applying a force that coincides with the direction of the printing layers, the strength limit increased up to 4 times for samples from ABS polymer. For the PLA polymer, this ratio approaches 5;

3) the effect of deformation rate on the ultimate strength of ABS polymer was determined. Thus, an increase in the deformation rate by 100 % raises the tensile strength by 5.25 %, and an increase in the deformation rate by 1000 % increases the tensile strength by 9.5 %;

4) the effect of strain rate on the ultimate strength for PLA polymer has also been established. Thus, when the strain rate is increased by a factor of 5, the tensile strength σ_B increases by 6.3 %, and with an increase in speed by a factor of 10, the tensile strength σ_B is increased by 10.2 %;

5) it has been defined that the ultimate tensile strength of the PLA polymer is 18 % higher than that of ABS and 22 % higher than that of the polymer PPH030GP at the same strain rate without taking into account the orientation of the sample layers;

6) the obtained values of the strength parameters of polymers can be used to calculate the parts strength by the numerical method and the finite element method in various software products.

Acknowledgment

The authors of the article express their gratitude to the director of the “Aplast” company V. Chukhalov for providing samples from the homo-polymer PPH030GP, as well as to the director of the company “Energouchet” Ph. D. A. Stetsenko and Engineer Yu. Glova for providing samples from polymers PLA and ABS.

REFERENCES

- Kirik G. V., Salyuk A. A., Matvienko I. V. (2010) Prospects for the Application of Polymeric Materials in Machine Building. *Kompessornoe i Energeticheskoe Mashinostroenie* [Compressor and Power Engineering], (5) (in Russian).
- National Internet-Portal of the Republic of Belarus [Electronic resource], Nat. Center of Legal Information. Rep. Belarus. Minsk, 2015. Mode of access: <https://mplast.by>. Date of access: Feb. 25, 2018.
- Kostin A. (2015) Automotive as Driver of Demand for Plastics. *Plastiks = Plastics*, (6), 36–42 (in Russian).
- Birger I. A., Mavlyutov R. R. (1986) *Resistance of Materials*. Moscow, Nauka Publ. 560 (in Russian).
- Štrumberger N., Gospočić A., Hvu M., Bartulić Č. (2005) Polymeric Materials in Automobiles. *Promet-Traffic & Transportation*, 17 (3), 149–160.
- Bertenev G. M. (1984) *Strength and Mechanism of Polymer Destruction*. Moscow, Khimiya Publ. 280 (in Russian).
- Askadsky A. A. (1973) *Deformation of Polymers*. Moscow, Khimiya Publ. 448 (in Russian).
- Bokshitsky M. N. (1978) *Long-Term Strength of Polymers*. Moscow, Khimiya Publ. 308 (in Russian).
- Pertov V. M., Bezpachuk S. N., Yakovlev S. P. (2017) On the Influence of the Structure on the Strength of Articles Made of Plastics Produced by the 3D-Printing Method. *Vestnik Gosudarstvennogo Universiteta Morskogo i Rechnogo Flota imeni Admirala S. O. Makarova*, 9 (4), 765–776 (in Russian). <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2017-9-4-765-776>.
- Zhukovskii E. S., Spiglazov A. V. (2017) Indices of Physical and Mechanical Properties of ABS Plastic in Articles Depending on the Parameters of FDM Printing. *68-ya Nauchno-Tekhnicheskaya Konferentsiya Uchashchikhsya, Studentov i Magistrantov, 17–22 Aprelya, Minsk: Sbornik Nauchnykh Rabot. Ch. 2* [68th Scientific and Technical Conference of Pupils, Students and Undergraduates, 17–22 April, Minsk: a Collection of Scientific Works. Part 2]. Minsk, Belarusian State Technological University, 345–348 (in Russian).
- Beloplotov S. V., Balashov A. V., Cherdantsev A. O., Novikovskii E. A., Zabortseva M. N. (2016) Production of Foundry Model by Method 3D-Printing. *Polzunovskiy Vestnik*, (4), 12–18 (in Russian).
- Bobovich B. B. (2014) *Polymer Structural Materials (Structure, Properties, Application)*. Moscow, Forum Publ. 400 (in Russian).
- Cantrell J. (2016) Experimental Characterization of the Mechanical Properties of 3D-Printed ABS and Polycarbonate Parts. *Advancement of Optical Methods in Experimental Mechanics, Proceedings of the 2016 Annual Conference on Experimental and Applied Mechanics*, 3, 89–105. https://doi.org/10.1007/978-3-319-41600-7_11.
- Galeta T., Raos P., Stojšić J., Pakši I. (2016) Influence of Structure on Mechanical Properties of 3D-Printed Objects. *Procedia Engineering*, 149, 100–104. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.06.644>.
- Rankouhi B., Javadpour S., Delfanian F., Letcher T. (2016) Failure Analysis and Mechanical Characterization of 3D-Printed ABS With Respect to Layer Thickness and Orientation. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 16 (3), 467–481. <https://doi.org/10.1007/s11668-016-0113-2>.
- Mohamed O. A., Masood S. H., Bhowmik J. L., Nikzad M., Azadmanjiri J. (2016) Effect of Process Parameters on Dynamic Mechanical Performance of FDM PC/ABS Printed Parts Through Design of Experiment. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 25 (7), 2922–2935. <https://doi.org/10.1007/s11665-016-2157-6>.
- Ferry J. (1961) *Viscoelastic Properties of Polymers*. NY, John Wiley & Sons. 482.
- Shyurman K., Myuller Z., Shparenberg B. (2013) Lightweight Polymer Materials for Automotive Industry. *Polimernye Materialy = Polymer Materials. Products, Equipment, Technology*, (12), 32–36 (in Russian).

Received: 03.05.2018

Accepted: 14.08.2018

Published online: 30.05.2019

Дискретно-континуальное упрочнение контактирующих элементов конструкций: концепция, математическое и численное моделирование

Докт. техн. наук, проф. Н. А. Ткачук¹⁾, докт. техн. наук С. А. Кравченко¹⁾,
доктора техн. наук, профессора В. А. Пылев¹⁾, И. В. Парсаданов¹⁾,
канд. техн. наук А. В. Грабовский¹⁾, инж. О. В. Веретельник¹⁾

¹⁾Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» (Харьков, Украина)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Предложен вариант дискретно-континуального упрочнения контактирующих элементов машиностроительных конструкций. Одна из деталей упрочняется дискретно, а ответная – континуально. Получаемая пара сочетает положительные качества двух разнотипных методов упрочнения. Исследование напряженно-деформированного состояния обработанных фрагментов дает основание для вывода о высокой эффективности предложенного комбинированного метода упрочнения. При его использовании, в отличие от традиционных вариантов технологий упрочнения, задействуются механизмы отрицательной обратной связи между этапами «нагружение – контактное взаимодействие – трение – износ». В результате получается положительный интегральный эффект от применения разработанной технологии упрочнения. Данный эффект существенно превышает сумму эффектов от использования каждой из технологий упрочнения. При этом обеспечивается благоприятное распределение контактных давлений между контактирующими телами. Это, в свою очередь, приводит к уменьшению износа, что препятствует резкому возрастанию действующих между телами нагрузок. Таким образом происходит стабилизация исследуемых процессов. Для демонстрации положительных эффектов, возникающих при контакте упрочненных тел, рассмотрено напряженно-деформированное состояние представительного фрагмента исследуемой системы. Результаты расчетов свидетельствуют о справедливости прогнозных предположений. Действительно, упрочненные зоны воспринимают большие нагрузки. Однако в силу высоких трибомеханических свойств материала в упрочненных зонах трение и износ в них намного ниже, чем у основного материала. За счет этого формируются все положительные компоненты суммарного эффекта. Данный эффект подкрепляется тем, что ответная деталь обработана континуально. В частности, металлы из материалов типа алюминия покрываются тонким слоем оксидов путем их образования в сильном электрическом поле в специальной среде. Образующие твердые фазы оксидов служат структурной основой формирования поверхностных слоев. В сочетании с дискретно упрочненными поверхностями ответных деталей образуемая пара приобретает высокие прочностные, антифрикционные и противоизносные свойства.

Ключевые слова: контакт, трение, износ, напряженно-деформированное состояние, зона дискретного упрочнения, корундирование, метод конечных элементов, рациональные технологические параметры, представительный объем, обратная связь, энергоэффективность, машиностроительная конструкция

Для цитирования: Дискретно-континуальное упрочнение контактирующих элементов конструкций: концепция, математическое и численное моделирование / Н. А. Ткачук [и др.] // *Наука и техника*. 2019. Т. 18, № 3. С. 240–247. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-240-247>

Discrete and Continual Strengthening of Contacting Structural Elements: Conception, Mathematical and Numerical Modeling

N. A. Tkachuk¹⁾, S. A. Kravchenko¹⁾, V. A. Pylev¹⁾, I. V. Parsadanov¹⁾, A. V. Grabovsky¹⁾, O. V. Veretelnik¹⁾

¹⁾National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute” (Kharkiv, Ukraine)

Abstract. The paper proposes a variant of discrete and continual strengthening of contacting elements of machine-building structures. One of the parts is strengthened discretely, and its counterpart is strengthened continually. The resulting pair

Адрес для переписки

Ткачук Николай Анатольевич
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»
ул. Кирпичева, 2,
61002, г. Харьков, Украина
Тел.: +38 057 707-69-02
tma@tmm-sapr.org

Address for correspondence

Tkachuk Nikolay A.
National Technical University
“Kharkiv Polytechnic Institute”
2 Kyrpychova str.,
61002, Kharkov, Ukraine
Tel.: +38 057 707-69-02
tma@tmm-sapr.org

combines positive qualities of two different types of strengthening methods. Investigations on stressed-deformed state of the treated fragments provides a basis for conclusion about high efficiency of the proposed combined strengthening method. While applying the method mechanisms of negative feedback between the stages “loading – contact interaction – friction – wear” are involved unlike with conventional versions of strengthening technologies. In this way, positive integral effect results from an application of the developed strengthening technology. This effect is significantly higher than the sum of effects obtained owing to application of every strengthening technology. In this case a favorable distribution of contact pressures between contacting bodies has been ensured. This, in its turn, leads to a decrease in wear that prevents a sharp increase in loads acting between bodies. Thus stabilization of the investigated processes occur. The papers considers stress-strain state of a representative fragment of the investigated system in order to demonstrate positive effects arising from the contact of strengthened bodies. Results of the calculations indicate validity of forecast assumptions. Indeed, the strengthened zones can bear high loads. However, due to high tribo-mechanical properties of the material in the hardened zones, friction and wear in them are much lower than for a base material. Due to this, all positive components of the total effect are formed. This effect is supported by the fact that a counterpart is processed continually. In particular, metals from aluminum-type materials are coated with a thin layer of oxides by forming them in a strong electric field of a special medium. Formed solid phases of oxides serve as a structural basis for formation of surface layers. In combination with discretely strengthened surfaces of counterparts the formed pair acquires high strength, antifriction and anti-wear properties.

Keywords: contact, friction, wear, stressed-deformed state, zone of discrete strengthening, corunding, finite element method, rational technological parameters, representative volume, feedback, energy efficiency, mechanical engineering construction

For citation: Tkachuk N. A., Kravchenko S. A., Pylev V. A., Parsadanov I. V., Grabovsky A. V., Veretelnik O. V. (2019) Discrete and Continual Strengthening of Contacting Structural Elements: Conception, Mathematical and Numerical Modeling. *Science and Technique*. 18 (3), 240–247. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-240-247> (in Russian)

Введение

Современные машиностроительные конструкции работают в условиях интенсивных нагрузок. Соответственно при проектировании их элементов возникают все более сложные задачи обеспечения прочности, долговечности, надежности, экономичности. В частности, для элементов, работающих в контактирующих парах, это трансформируется к требованиям достижения повышенных характеристик контактной прочности, снижения трения и износа.

Только за счет конструктивных решений достижение высоких эксплуатационных характеристик затруднительно. Соответственно приходится применять технологические методы упрочнения [1–5]. Среди них привлекают внимание способы дискретного и континуального упрочнения [6, 7].

В то же время традиционные и предложенные в последнее время методы упрочнения не исчерпывают всех потенциальных возможностей повышения трибомеханических характеристик деталей, работающих в паре при высоких нагрузках. Это вынуждает разрабатывать новые методы упрочнения, а также проводить сопутствующие исследования прочности, трения и износа. Данному направлению посвящена предлагаемая статья.

Анализ литературных источников

В современной литературе [1–6] описано применение различных методов упрочнения,

как то: цементация, азотирование, ионная имплантация, применение ТВЧ, электроискровое легирование и др. Всем им присущи как положительные качества, так и недостатки. В то же время можно выделить ряд принципиальных недостатков, которые трудно устранить при традиционных методах [6]. В частности, во многих случаях выполненное упрочнение не допускает в дальнейшем (после определенной стадии износа сопряженных деталей) применения каких-либо повторных способов упрочнения. Кроме того, при нанесении или создании сплошного поверхностного слоя со свойствами, отличными от характеристик основного материала обработанной детали, возникают проблемы отслаивания, растрескивания при силовом, термохимическом или тепловом воздействии. Также отрицательным является чувствительность материала упрочняемых деталей к созданию полей остаточных напряжений при применении многих технологий, что вызывает их коробление, снижение выносливости и т. п.

Многих проблемных ситуаций при упрочнении удастся избежать, например, применением дискретного упрочнения либо корундирования [6, 7]. Первый из этих методов – энергоэффективный, с низким тепловым воздействием на обрабатываемую деталь, создает не сплошное покрытие, а наличие на рассматриваемой поверхности зон дискретного упрочнения. Этим самым удастся избежать негативных по-

следствий упрочнения. Второй из методов предполагает «выращивание» на поверхности детали (например, из алюминиевого сплава) слоя, состоящего из твердых фаз оксидов основного материала. Вследствие такой операции создается надежная связь между порождающим и порождаемым материалами. Таким образом, предложенные и описанные в [6, 7] технологии, каждая сама по себе, обладают рядом положительных качеств. Для усиления этих качеств возможным является путь соединения преимуществ указанных технологий [8]. В свою очередь, это требует исследования напряженно-деформированного состояния и контактного взаимодействия. В частности, в [9–11] предложены методы численного моделирования напряженно-деформированного состояния контактирующих тел с учетом различных их свойств. В то же время отсутствуют разработки, соединяющие разнотипные, но связанные процессы и состояния: напряженно-деформированное состояние, трение и износ. Поэтому возникает актуальная задача разработки такого объединяющего подхода.

Постановка задач исследований

Цель работы – создание концептуальных основ комбинированных технологий дискретно-континуального упрочнения высоконагруженных деталей машиностроительных конструкций, исследование их контактного взаимодействия, трения, износа и обоснование рациональных технологических режимов упрочнения. При этом предлагается решение следующих задач:

- 1) разработка концептуальных основ технологических методов комбинированного упрочнения деталей в подвижном сопряжении;
- 2) исследование контактного взаимодействия представительного фрагмента контактирующей пары при дискретно-континуальном упрочнении;
- 3) анализ и обобщение полученных результатов.

Разработка концептуальных основ технологических методов комбинированного упрочнения деталей в подвижном сопряжении

Принципиально новые качества упрочнения поверхностных слоев и повышение комплекса трибомеханических характеристик трущихся

деталей – достаточно сложная комплексная задача. Дело в том, что отдельные ее аспекты сегодня решены в ряде технологических приемов [1–5]. В то же время, как правило, улучшение какой-либо одной характеристики сопровождается ухудшением другой. Такая ситуация наблюдается, например, с парами характеристик «твердость – выносливость», «прочность – пластичность», «адгезионная прочность – изнашиваемость» и т. п. Речь во многих случаях идет не об оптимизационных решениях, а о некоторых компромиссных вариантах.

В противовес отмеченному выше предложенные в [6, 7] методы дискретного и континуального упрочнения уже сами по себе, взятые отдельно, обладают принципиально преобладающими свойствами. Их совокупность дает возможность, в противовес традиционным технологиям, улучшить не одну из трибомеханических характеристик за счет ухудшения других, а целый их набор, причем, не ухудшая остальные. Соответственно стоит ожидать при совместном применении этих методов упрочнения (каждого – на сопряженной друг другу детали) проявления новых качеств и улучшения количественных показателей отдельных характеристик.

Для обоснования улучшения прогнозируемых свойств следует обратиться к исходным концептуальным положениям при анализе процессов и состояний в исследуемой паре. Действительно, рассматривая с системной точки зрения не только сам объект как пару взаимодействующих деталей, но и реализуемые связанные процессы и состояния, такие как «нагрузка – контактное давление – трение – износ» (НКТИ), можно отметить следующее.

1. При применении традиционных технологий упрочнения при приложении нагрузки между телами возникают значительные нормальные и тангенциальные усилия. Вследствие взаимного смещения деталей появляются потери на трение, а также износ сопрягаемых поверхностей. В результате износа возрастают зазоры в сопряжениях и соответственно эксплуатационные нагрузки. Таким образом, в цепи НКТИ реализуется положительная обратная связь процессов и состояний. Указанное можно изобразить в плоскости сегментов НКТИ в виде раскручивающейся и прогрессирующей спирали P (рис. 1а).



Рис. 1. Реализация связи а – в системе «нагрузка – контактное давление – трение – износ» (НКТИ) при традиционных видах упрочняющей обработки деталей; б – в системе НКТИ при дискретно-континуальном упрочнении: *N* – номинальный цикл процесса; *P* – прогрессирующее самоускоряющееся развитие исследуемых процессов и состояний; *S* – стабилизирующееся самозамедляющееся развитие исследуемых процессов и состояний

Fig. 1. Realization of link: a – in “loading – contact pressure – friction – wear” system with conventional types of strengthening processing of parts; b – in “loading – contact pressure – friction – wear” system with discrete and continual strengthening: *N* – nominal process cycle; *P* – progressive self-accelerating development of investigated processes and states; *S* – stabilizing self-retarding development of investigated processes and states

Нужно подчеркнуть, что эта положительная связь таковой проявляет себя на каждом из сегментов цепи НКТИ. Данное обстоятельство не дает возможности компенсации реализуемой раскрутки. Спираль *P* при этом ускоряюще удаляется от номинального начального режима *N*.

2. Дискретное упрочнение приводит к реализации двух эффектов – Δ и σ [6]. Они состоят в том, что из-за сложной деформируемости и изнашиваемости при нагружении дискретно-упрочненной поверхности зоны ее дискретного упрочнения выступают над номинальной поверхностью основного материала детали. Вследствие этого основной силовой поток замыкается по зонам дискретного упрочнения. По ним же и происходит трение с меньшим коэффициентом, и соответственно имеет место менее интенсивный износ.

3. В силу отмеченных в п. 2 особенностей силового взаимодействия в сопряжении дискретно-упрочненных тел в системе реализуется не прогрессирующая, а стабилизирующаяся кривая *S* (рис. 1б). На каждом последующем цикле скорость удаления от номинального начального режима *N* замедляется.

Таким образом, исходя из общеконцептуальных соображений, следует особое внимание уделять реализации отрицательной обратной связи, желательно – на каждом из сегментов цепи НКТИ. Это возможно, если:

а) геометрическая форма сопряженных деталей определяет благоприятствующее распре-

деление нагрузки по области контакта («нагрузка – контактное давление»);

б) трение в основном осуществляется по зонам дискретного упрочнения с минимально возможным коэффициентом в паре с сопряженной деталью («контактное давление – трение»);

в) материалы деталей пары трения находятся в сочетании, соответствующем принципу Шарпи [6]. В данном случае реализуется двойной принцип Шарпи, так как сопрягаются материалы с различной твердостью не только на разных, но и в пределах одной из них, дискретно упрочненной («трение – износ»);

г) конфигурация профиля износа создает щадящий режим развития нагрузки («износ – нагрузка»).

Создаваемые при этом серии локальных обратных связей преобразуются в глобальный положительный и устойчивый эффект. В то же время концептуальная проработка определяет необходимые предпосылки, но не достаточные условия практической реализации потенциальных преимуществ. Это вынуждает перейти к ряду исследований, описанных далее.

Исследование контактного взаимодействия представительного фрагмента контактирующей пары при дискретно-континуальном упрочнении

Для исследования особенностей контактного взаимодействия рассматривался представительный фрагмент системы взаимодействующих тел (рис. 2а).

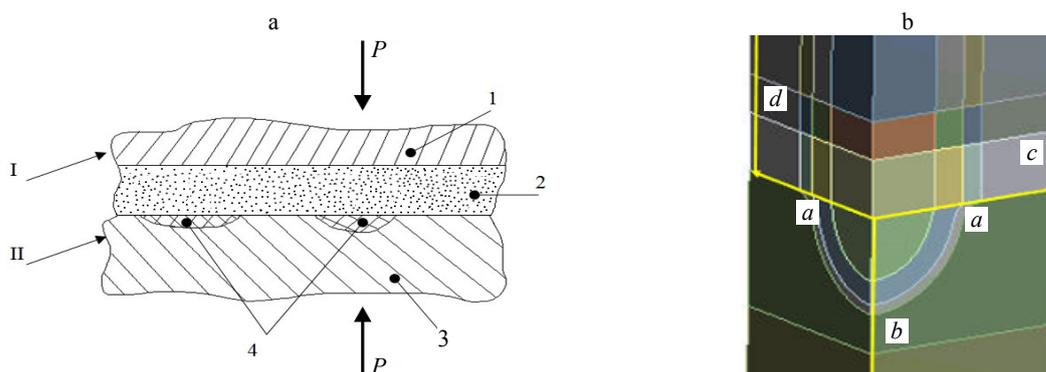


Рис. 2. Комплексная технология, объединяющая дискретное и континуальное упрочнение:
 а – I – континуально упрочненная деталь из сплава АК4 (1) и ее поверхностный слой (2),
 II – деталь (основной материал – сталь, чугун (3)), обработанная методом дискретного упрочнения по зонам (4);
 б – часть геометрической модели с варьируемым параметром a
 Fig. 2. Complex technology combining discrete and continual strengthening:
 а – I – continuously strengthened AK4-alloy part (1) and its surface layer (2),
 II – part (base material – steel, cast iron (3)), processed by discrete strengthening method for zones (4);
 б – part of geometric model with variable parameter a

Рис. 2 содержит фрагмент материала детали, обработанной по технологии дискретного упрочнения, с одной стороны, и детали с зоной гальвано-плазменного оксидирования (ГПО) [7] – с другой. При проведении исследования были рассмотрены различные геометрические модели, которые описывали 1/4 часть выделенного участка материала, содержащего ячейку, образованную после технологической обработки дискретного упрочнения поверхности. Для построения геометрической модели исследуемого объекта использовался программный комплекс SolidWorks, а для численных исследований напряженно-деформированного состояния – ANSYS.

Проведено варьирование коэффициента дискретного упрочнения (т. е. отношения площади упрочненных зон к общей площади поверхности детали). Исследование выполнено за счет изменения размеров детали за пределами зоны дискретного упрочнения.

Данное исследование состояло из двух этапов. На первом рассматривался сектор с ячейкой (зоной дискретного упрочнения) под действием внешнего давления, на втором – контактное взаимодействие этой ячейки и элемента сопряженного тела.

На рис. 2b представлена часть геометрической модели с обозначенным параметром варьирования (a). Габаритные размеры моделей для каждого из этапов: длина стороны $a = 0,10-0,64$ мм,

высота нижней части $b = 2,0$ мм, толщина слоя ГПО $c = 0,3$ мм, высота верхней части $d = 2,3$ мм. При этом ячейка состояла из трех частей, толщины внешних частей составляли 1/10 и 1/4 часть радиуса ячейки соответственно.

В целом построены восемь расчетных схем для первого этапа исследования (P_1–P_8). Первые семь имели различные геометрические размеры при соответствующих физико-механических свойствах материалов с учетом дискретного упрочнения. Схема P_8 соответствовала схеме P_1 по геометрическим размерам, но без учета физико-механических свойств дискретно упрочненной зоны. Для второго этапа было построено десять расчетных схем. Первые семь предполагали варьирование параметра a с учетом физико-механических свойств для дискретно упрочненной зоны и слоя ГПО. Восьмая расчетная схема построена без учета свойств дискретно упрочненной зоны (назначались свойства основного материала – чугун), но с учетом свойств материала, полученных при использовании ГПО; девятая расчетная схема – без учета физико-механических свойств, полученных при использовании ГПО (назначались свойства основного материала – алюминиевый сплав АК4), но с учетом свойств дискретно упрочненной зоны; десятая расчетная схема – без учета свойств дискретно упрочненной зоны и без свойств, полученных при использова-

нии ГПО, обоим элементам назначались свойства основного материала, соответственно чугуна и сплава АК4. В качестве нагрузки прикладывалось давление 100 МПа к верхней поверхности для всех расчетных схем, а нижняя поверхность фиксировалась. Также на модель накладывались условия симметрии на все боковые поверхности.

Построенная модель второго этапа является многослойной. Помимо увеличения количества зон с различными характеристиками, была также увеличена размерность конечно-элементной модели. Это вызвано тем, что результаты исследований, выполненных на предыдущих этапах работы [6], демонстрировали определенную неравномерность распределения механических и физико-механических свойств материала в зоне дискретного упрочнения.

Построенные конечно-элементные модели насчитывали около 160 тыс. элементов для моделей первого этапа и 200 тыс. элементов – для второго. Таким образом, объем вычислительных работ при осуществлении компьютерного моделирования вырос многократно, а соответ-

ственно возросли требования к необходимым вычислительным ресурсам. Для решения задачи использованы мощности компьютерного кластера «Политехник-125», который действует в НТУ «Харьковский политехнический институт» (64 процессорных ядра, 128 Гб оперативной памяти).

По итогам проведенных исследований определялись компоненты напряженно-деформированного состояния, перемещений, коэффициент запаса.

Результаты численных исследований

Диаграммы с максимальными значениями эквивалентных напряжений для элементов модели представлены на рис. 3а и 4а. Номера столбцов в присоединенных таблицах соответствуют номерам элементов системы взаимодействующих тел, представленных на рис. 2а. Аналогичные диаграммы с полными перемещениями получены и для моделей, отличавшихся по физико-механическим свойствам. Они приведены на рис. 3б и 4б.

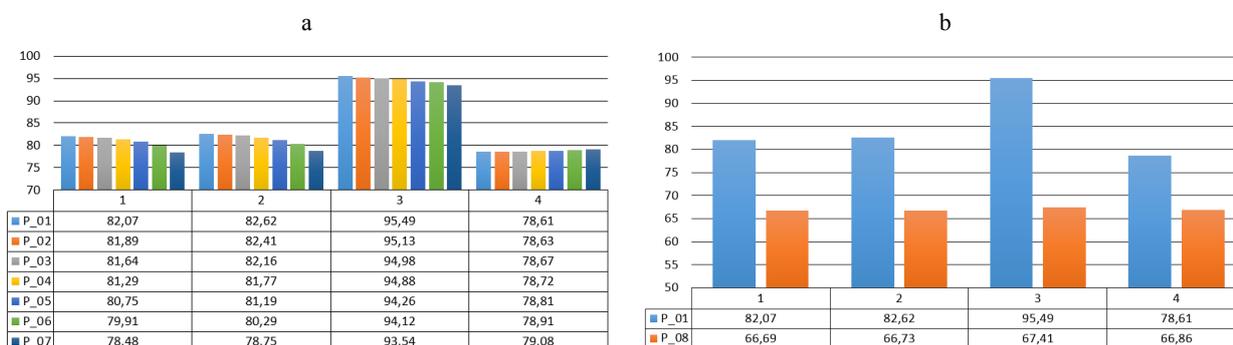


Рис. 3. Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу (МПа)

Fig. 3. Maximum equivalent stresses according to von Mises (MPa)

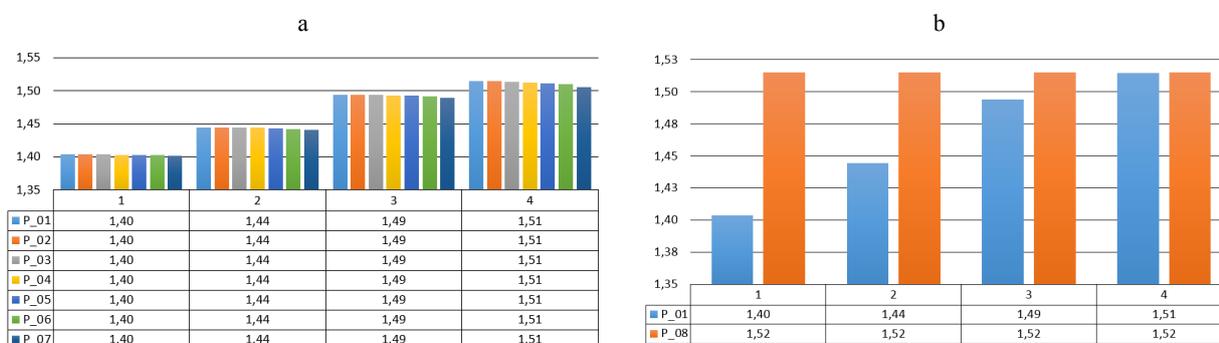


Рис. 4. Максимальные полные перемещения (μм)

Fig. 4. Maximum total displacement (μm)

При этом подтверждены результаты предыдущих исследований [6], полученные на моделях более простого уровня. Однако уточнено распределение компонент напряженно-деформированного состояния за счет построения и использования в исследованиях более масштабных моделей.

В результате проведенных исследований установлено следующее.

1. Построенные и примененные конечно-элементные модели продемонстрировали выравнивание характера распределения компонент напряженно-деформированного состояния по сравнению с полученными при использовании более простых моделей.

2. Подтверждено, что зоны дискретного упрочнения при приложении нагрузки несколько выступают над номинальным уровнем поверхности дискретно упрочненной детали. Таким образом, более интенсивное взаимодействие между контактирующими телами осуществляется преимущественно через зоны дискретного упрочнения. Этот эффект, названный в [6] Δ -эффект, создает благоприятные условия для работы контактирующих деталей.

3. Подтвердился ранее обнаруженный авторами так называемый σ -эффект [6], который заключается в повышении общего запаса прочности за счет перераспределения контактного давления на зоны дискретного упрочнения, материал которых имеет значительно более высокие механические свойства по сравнению с основным материалом детали.

4. Установлено, что рациональным является коэффициент дискретного упрочнения на уровне $\varphi = 0,60-0,75$ от общей площади упрочнения.

5. При предложенном дискретно-континуальном методе упрочнения все характерные особенности и эффекты от применения дискретного упрочнения сохраняются, однако добавляются новые качества за счет наличия слоя ГПО на ответной детали. В данном случае имеет место приработка не ответной детали к дискретно упрочненной, а именно дискретно упрочненной. Это позволяет обеспечить заданную величину зазора после приработки трущихся поверхностей в соответствии с рис. 1б. Толщина преобразованного слоя методом ГПО на по-

верхности алюминиевой детали рекомендуется в пределах 50–70 мкм.

ВЫВОДЫ

1. Проведенный комплекс исследований с применением методов и средств компьютерного моделирования является существенной основой для обеспечения эффективных технологических решений дискретно-континуального упрочнения.

2. Анализ результатов исследований дает основание для общего вывода о работоспособности и экономической эффективности предложенного метода упрочнения трущихся высоконагруженных деталей.

3. Режимы технологических процессов (напряжение, длительность импульсов, сила тока и т. п.) для рассматриваемого процесса упрочнения требуют конкретизации в каждом случае исходя из условий работы, вида материала, действующих контактных давлений, скоростей относительного движения в паре трения и т. п. При этом методологическая основа таких исследований уже создана. На основании полученных результатов предложены решения для реализации новых способов упрочнения пар трения [12].

4. Дальнейшее направление работ связано с разработкой узлов трения с комбинированным применением технологий дискретного упрочнения и гальвано-плазменного оксидирования, проведения соответствующих натурных экспериментов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дьяченко, С. С. Влияние генезиса модифицированного поверхностного слоя на конструктивную прочность изделий / С. С. Дьяченко, И. В. Пономаренко // Физика металлов и металловедение. 2017. Т. 118, № 6. С. 608–620.
2. Haruyoshi, Kubo. Technical Developments and Recent Trends in Crankshaft Materials [Electronic Resource] / Haruyoshi Kubo, Hiroyuki Mori // Journal of the Japan Institute of Marine Engineering. 2005. Vol. 40, Is. 2. P. 248–253. https://doi.org/10.5988/jime.40.2_248.
3. Application of High Strength Microalloyed Steel in a New Automotive Crankshaft [Electronic Resource] / Young Sang Ko [et al.]. 2006. Mode of access: <https://www.forging.org/uploaded/content/media/298-Ko.pdf>.

4. Solov'ev, R. Y. Metal-Carbothermal Methods of Reducing the Degree of Oxidation of Dispersed Metal in Electric ARC Metallizing / R. Y. Solov'ev, P. A. Vorob'yev, N. N. Litovchenko // *Welding International*. 2013. Vol. 27, No 5. P. 423–427.
5. Ivanov, V. I. Hardening of Objects and the Increase of their Lifetime by the Electrospark Method: the Object Classification and the Specific Features of the Technology / V. I. Ivanov, F. K. Burumkulov // *Surface Engineering and Applied Electrochemistry*. 2010. Vol. 46, No 5. P. 416–423.
6. Континуальная и дискретно-континуальная модификация поверхностей деталей / Н. А. Ткачук [и др.]. Харьков: Щедра садиба плюс, 2015. 259 с.
7. Method of Producing Corundum Layer on Metal Parts [Electronic Resource]: Patent US 2006/0207884 A1 / V. Shpakovsky, I. Shpakovsky, A. Beleske. Publ. date: Sep. 21, 2006. Mode of access: <https://patentimages.storage.googleapis.com/pdfs/US20060207884.pdf>.
8. Комбинированные технологии повышения износостойкости высоконагруженных пар трения / С. Кравченко [и др.] // *Systemy i Środki Transportu Samochodowego. Wybrane Zagadnienia. Monografia No 5. Seria: Transport. Rzeszów: Politechnika Rzeszowska*, 2014. P. 269–280.
9. Papangelo, A. Load-Separation Curves for the Contact of Self-Affine Rough Surfaces / A. Papangelo, N. Hoffmann, M. Ciavarella // *Scientific Reports*. 2017. Vol. 7, No 1. 6900 с.
10. Kozachok, O. P. Interaction of Two Elastic Bodies in the Presence of Periodically Located Gaps Filled with a Real Gas / O. P. Kozachok, B. S. Slobodian, R. M. Martynyak // *Journal of Mathematical Sciences*. 2017. Vol. 222, No 2. P. 131–142.
11. Numerical Tools for Analysis of Complex-Shaped Bodies in Mechanical Contact / M. A. Tkachuk [et al.] // *Book of Proceedings of the 56th International Conference of Machine Design Departments (ICMD 2015)*. P. 393–398.
12. Підшипниковий вузол: пат. на полезну модель України, F16C 9/00 № u 201800599 / А. П. Марченко, С. О. Кравченко, В. О. Пильов, М. А. Ткачук. Заявл. 22.01.2018.
2. Haruyoshi Kubo, Hiroyuki Mori (2005) Technical Developments and Recent Trends in Crankshaft Materials. *Journal of the Japan Institute of Marine Engineering*, 40 (2), 248–253. https://doi.org/10.5988/jime.40.2_248.
3. Young Sang Ko, Jin Woo Park, Hyounsoo Park, Jong Dae Lim (2006) Application of High Strength Microalloyed Steel in a New Automotive Crankshaft. Available at: <https://www.forging.org/uploaded/content/media/298-Ko.pdf>.
4. Solov'ev R. Y., Vorob'yev P. A., Litovchenko N. N. (2013) Metal-Carbothermal Methods of Reducing the Degree of Oxidation of Dispersed Metal in Electric ARC Metallizing. *Welding International*, 27 (5), 423–427. <https://doi.org/10.1080/09507116.2012.715930>.
5. Ivanov V. I., Burumkulov F. K. (2010) Hardening of Objects and the Increase of their Lifetime by the Electrospark Method: the Object Classification and the Specific Features of the Technology. *Surface Engineering and Applied Electrochemistry*, 46 (5), 416–423. <https://doi.org/10.3103/s1068375510050042>.
6. Tkachuk N. A., D'yachenko S. S., Posvyatenko E. K., Kravchenko S. A., Goncharov V. G., Shpakovskii V. V., Belov N. L., Sheiko A. I., Oleinik A. K., Ponomarenko I. V. (2015) *Continuum and Discrete-Continuum Modification of Surface in Parts*. Kharkiv, Shchedra Sadiba Plyus Publ. 259 (in Russian).
7. Shpakovsky V., Shpakovsky I., Beleske A. (2006) *Method of Producing Corundum Layer on Metal Parts*. Patent United States No US 2006/0207884 A1. Available at: <https://patentimages.storage.googleapis.com/pdfs/US20060207884.pdf>.
8. Kravchenko S. [et al.] (2014) Combined Technologies for Increasing Wear-Resistance of Highly-Loaded Friction Pair. *Systemy i Środki Transportu Samochodowego. Wybrane Zagadnienia. Monografia No 5. Seria: Transport. Rzeszów: Politechnika Rzeszowska*, 269–280.
9. Papangelo A., Hoffmann N., Ciavarella M. (2017) Load-Separation Curves for the Contact of Self-Affine Rough Surfaces. *Scientific Reports*, 7 (1). <https://doi.org/10.1038/s41598-017-07234-4>.
10. Kozachok O. P., Slobodian B. S., Martynyak R. M. (2017) Interaction of Two Elastic Bodies in the Presence of Periodically Located Gaps Filled with a Real Gas. *Journal of Mathematical Sciences*, 222 (2), 131–142. <https://doi.org/10.1007/s10958-017-3287-6>.
11. Tkachuk M. A., Skripchenko N., Grabovskiy A., Tkachuk M. M. (2015) Numerical Tools for Analysis of Complex-Shaped Bodies in Mechanical Contact. *Book of Proceedings of the 56th International Conference of Machine Design Departments (ICMD 2015)*. Slovak University of Technology Bratislava, 393–398.
12. Marchenko A. P., Kravchenko S. O., Pilyov V. O., Tkachuk M. A. (2018) *Ball-Bearing Unit: Application No u 201800599* (in Ukrainian).

Поступила 04.04.2018

Подписана в печать 09.07.2018

Опубликована онлайн 30.05.2019

REFERENCES

1. Dyachenko S. S., Ponomarenko I. V. (2017) Effect of the Origin of the Modified Surface Layer on the Structural Strength of Workpieces. *Physics of Metals and Metallography*, 118 (6), 608–620. <https://doi.org/10.1134/s0031918x17060035>.

Received: 04.04.2018

Accepted: 09.07.2018

Published online: 30.05.2019

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-248-255>

УДК 621.436

Снижение расхода топлива дизеля типа 12ЧН15/18 путем регулирования системы охлаждения

А. Ю. Федоров¹⁾

¹⁾Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» (Харьков, Украина)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Во многих странах в эксплуатации находится большое количество бронетехники, которая разрабатывалась и выпускалась десятки лет назад. В связи с этим возникает необходимость ее постоянной модернизации. Объектом исследования выбран двигатель внутреннего сгорания для наземной транспортной машины с дизельным двигателем типа 12ЧН15/18. Приведена внешняя скоростная характеристика этого дизеля, на основании которой произведен расчет составляющих его теплового баланса. Выполнен анализ теплового баланса дизеля наземной транспортной машины типа 12ЧН15/18 с разделением по: отведенной теплоте в окружающую среду от жидкости системы охлаждения; масла системы смазки двигателя внутреннего сгорания; эффективно использованной теплоте; теплоте, отведенной с отработавшими газами; остаточной части теплоты. Приведены характеристики изменения тепловыделения на нагрузочных режимах работы дизеля, показано влияние нагрузки дизеля на количество теплоты, отведенной охлаждающей жидкостью и маслом системы смазки дизеля. Рассмотрены два варианта исполнения системы охлаждения: с регулированием и без регулирования. Выполнена оценка влияния системы регулирования на характеристики системы охлаждения дизеля, параметры эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива. Доказана необходимость модернизации штатной вентиляторной системы охлаждения наземной транспортной машины с дизелем типа 12ЧН15/18. На режимах нагрузки 60 и 80 % исследовано влияние средней температуры охлаждающей жидкости и масла дизеля на эффективную мощность силовой установки с системой охлаждения вентиляторного типа. Определено, что повышение средних температур охлаждающей жидкости и масла дизеля типа 12ЧН15/18 позволяет улучшить экономичность и повысить мощность дизеля.

Ключевые слова: дизель, система охлаждения, регулирование, теплообменник, бронетехника, вентилятор

Для цитирования: Федоров, А. Ю. Снижение расхода топлива дизеля типа 12ЧН15/18 путем регулирования системы охлаждения / А. Ю. Федоров // *Наука и техника*. 2019. Т. 18, № 3. С. 248–255. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-248-255>

Reduction of Fuel Consumption in 12ЧН15/18-Type Diesel Engine by Regulating Cooling System

A. Yu. Fedorov¹⁾

¹⁾National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute” (Kharkiv, Ukraine)

Abstract. Many countries exploit a large number of armored vehicles, developed and manufactured dozens of years ago. Due to this there is a necessity of its continuous modernization. An object of the research is an internal combustion engine for a ground armored vehicle with a 12ЧН15/18 diesel engine. Calculation of engine thermal balance components is based on an engine external speed characteristic. An analysis of thermal balance for a 12ЧН15/18-type diesel engine of a ground armored vehicles has been made with separation according to: heat being withdrawn from cooling system liquid to environment; oil of lubrication system in the internal combustion engine; efficiently used heat; heat being withdrawn along with exhausted gases; residual portion of heat. The paper presents characteristics on changes in heat release during loading modes of the diesel engine operation and also shows an influence of the diesel loading on amount of heat withdrawn by cooling water and oil

Адрес для переписки

Федоров Андрей Юрьевич
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»
ул. Кирпичева, 2,
61002, г. Харьков, Украина
Тел.: +38 057 707-69-02
tma@tmm-sapr.org

Address for correspondence

Fedorov Andrey Yu.
National Technical University
“Kharkiv Polytechnic Institute”
2 Kyrpychova str.,
61002, Kharkov, Ukraine
Tel.: +38 057 707-69-02
tma@tmm-sapr.org

of diesel lubrication system. Two versions of the cooling system are considered in the paper, namely: with regulation and without regulation. The paper contains description of evaluation pertaining to an influence of a regulating system on characteristics of the diesel cooling system, parameters of efficient power and specific and efficient consumption of fuel. The necessity has been proved to modernize a regular fan cooling system of the armored vehicle with the 12ЧН15/18-type diesel engine. An influence of an average cooling liquid and diesel oil temperature with loading modes of 60 and 80 % on the efficient power of a power unit with a fan-type cooling system has been investigated in the paper. It has been determined that an increase in average temperatures of cooling liquid and oil for the 12ЧН15/18-type diesel makes it possible to improve economy and power of the diesel engine.

Keywords: diesel, cooling system, regulation, heat exchanger, armored vehicle, fan-type cooling system

For citation: Fedorov A. Yu. (2019) Reduction of Fuel Consumption in 12ЧН15/18-Type Diesel Engine by Regulating Cooling System. *Science and Technique*. 18 (3), 248–255. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-248-255> (in Russian)

Введение

Большое количество бронетехники, эксплуатируемой во многих странах мира, было спроектировано около 30 лет назад и более [1]. В общем, техника разрабатывалась, опираясь на достижения науки и техники полвека назад и, как следствие, требует должной модернизации. Системы дизелей не имели гибкого и эффективного регулирования. Главным требованием для них было только обеспечение работоспособности машины в условиях боя во всем диапазоне внешней скоростной характеристики дизеля. Современное состояние научных достижений позволяет улучшить показатели устаревшей техники путем использования микропроцессорных систем для управления исполнительными механизмами для достижения наибольшей эффективности. Поэтому актуальна задача предварительной оценки возможности улучшения характеристик силовой установки путем ее модернизации.

Цель исследований автора – анализ влияния регулирования штатной системы охлаждения дизеля типа 12ЧН15/18 в силовой установке наземной транспортной машины на расход топлива.

Основная часть

Вопрос сокращения механических потерь транспортного дизеля типа 12ЧН15/18 требует

применения комплексного подхода для его решения. Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) наземной транспортной машины (НТМ) является сложной механической системой, имеющей в своем составе большое количество агрегатов и механизмов для обеспечения работоспособности ДВС, которые, в свою очередь, имеют пары трения и приводят к потерям полезной работы.

ДВС НТМ рассматриваемого периода разрабатывались исходя из двух условий, которые предъявлялись к системе охлаждения, а именно: обеспечение работоспособности, надежности и ресурса в диапазоне от номинального режима работы до режима максимального крутящего момента и обеспечение стабильной работы силовой установки в диапазоне температур окружающей среды от минус 50 °С до плюс 50 °С [2]. На частичных режимах работы двигателя эффективность работы системы охлаждения не оценивалась, чтобы произвести модернизацию необходимо определить оптимальные режимы работы ее элементов [3].

По данным В. В. Епифанова и Р. В. Протасова [4] была построена скоростная характеристика дизеля типа 12ЧН15/18, а именно – кривые мощности и удельного расхода топлива (рис. 1).

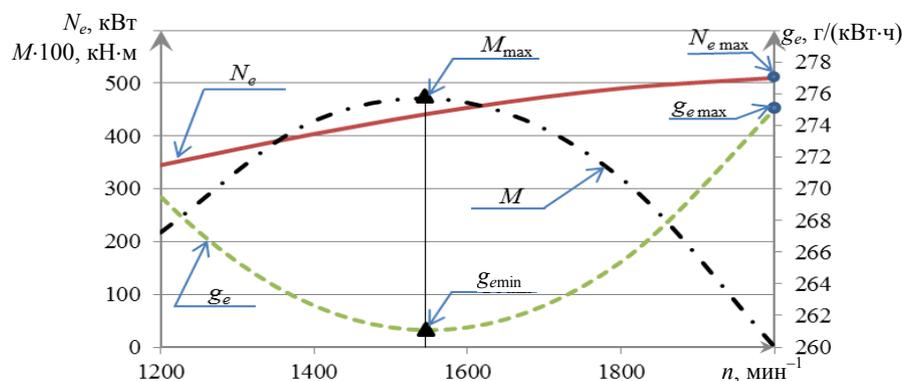


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика дизеля типа 12ЧН15/18

Fig. 1. External high-speed characteristics of 12ЧН15/18-type diesel engine

Эта характеристика использована в расчетном исследовании. Из нее видно, что эффективная мощность N_e и удельный эффективный расход топлива g_e принимают максимальные значения при частоте вращения коленчатого вала n , соответствующей режиму номинальной мощности дизеля. А минимальный эффективный расход топлива соответствует частоте вращения, близкой к режиму максимального крутящего момента. Эффективная мощность имеет тенденцию снижения при снижении частоты вращения.

Работа штатной системы охлаждения дизеля (СОД) имеет жесткую связь с частотой вращения коленчатого вала и температурными характеристиками термостата охлаждающей жидкости. При регулировании работы СОД ее параметры определяются параметрами теплоты, подводимой к теплоносителям от деталей дизеля. Теплота, подводенная к деталям дизеля, которую система охлаждения отводит в окружающую среду, определяется параметрами рабочего процесса ДВС, особенностями конструкции и режимами работы [5]. Оценка уровня тепловыделения в систему охлаждения предусматривает определение основных компонентов, входящих в уравнение теплового баланса дизеля:

$$Q_{хим} = Q_3 + Q_{ож} + Q_м + Q_{ог} + Q_{общ}, \quad (1)$$

где $Q_{хим}$ – химическая теплота сгорания топлива в цилиндре ДВС, кДж/с; Q_3 – теплота, эквивалентная эффективной работе ДВС, кДж/с; $Q_{ож}$ – то же, отведенная охлаждающей жидкостью, кДж/с; $Q_м$ – то же, отведенная маслом системы смазки, кДж/с; $Q_{ог}$ – то же, отведенная отработанными газами, кДж/с; $Q_{общ}$ – то же,

отведенная в результате лучистого и конвективного теплообмена нагретых частей ДВС с окружающей средой, кДж/с.

Параметры подводенной теплоты на внешней скоростной характеристике были рассчитаны в соответствии с проведенными исследованиями работы системы охлаждения в условиях объекта [6]. Результаты расчета показаны на рис. 2.

Поскольку теплоту $Q_{общ}$, отведенную к окружающей среде от дизеля, сложно определить экспериментальным путем, принято упрощение, что она вся вместе с остаточной учитывается в части теплоты, отведенной с отработанными газами ($Q_{ог}$).

На частичных режимах составляющие теплового баланса изменяются [7], соответственно, теплота, отводимая СОД, определяется особенностями конструкции дизеля, а также теплотой сгорания топлива. При этом теплота, отводимая от дизеля на частичных режимах, зависит от нагрузки, характер ее изменения приложен на рис. 3. Влияние нагрузки на теплоту, подводенную к системе охлаждения, требует изменения интенсивности отвода теплоты на частичных режимах.

Чтобы оценить влияние регулирования работы системы охлаждения на показатели силовой установки, выполнен расчет параметров системы охлаждения дизеля типа 12ЧН15/18 на номинальном и частичных режимах при постоянной частоте вращения коленчатого вала. Выбраны три точки для расчета при частоте, что соответствует номинальному режиму работы при 100, 80 и 60 % нагрузки. КПД вентиляторной установки считаем постоянным, параметры воздуха на входе в теплообменники и расход жидких теплоносителей – неизменными.

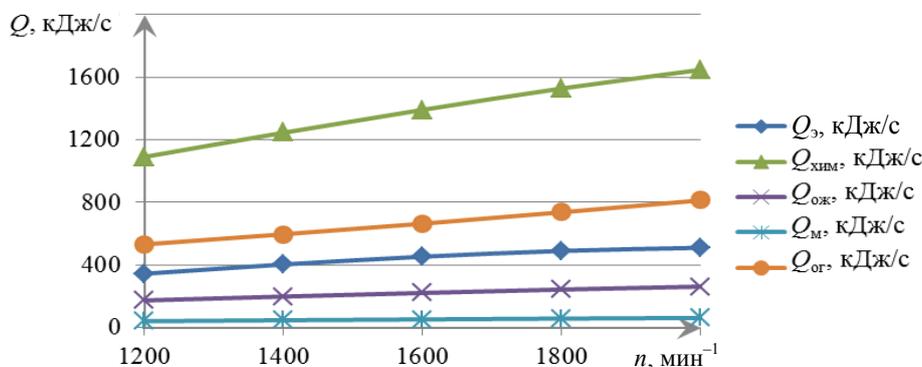


Рис. 2. Тепловой баланс дизеля типа 12ЧН15/18 по внешней скоростной характеристике

Fig. 2. Thermal balance of 12ЧН15/18-type diesel engine according to external high-speed characteristics

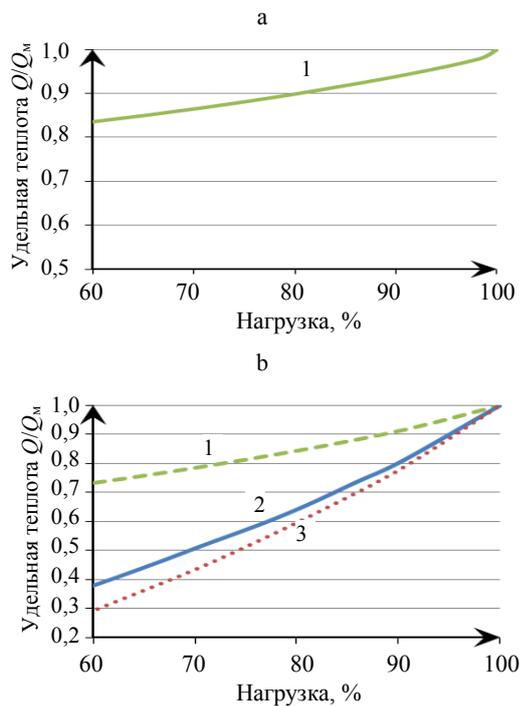


Рис. 3. Характеристика изменения подведенной теплоты на частичных режимах: а – масло: 1 – $n = 1200\text{--}2000$ об/мин; б – охлаждающая жидкость: 1 – $n = 2000$ об/мин; 2 – $1600\text{--}1800$; 3 – $1200\text{--}1400$ об/мин

Fig. 3. Characteristics of change in supplied heat for partial modes: а – oil: 1 – $n = 1200\text{--}2000$ rev/min; б – cooling liquid: 1 – $n = 2000$ rev/min; 2 – $1600\text{--}1800$; 3 – $1200\text{--}1400$ rev/min;

Также стоит отметить, что расход воздуха через теплообменники СОД силовой установки с дизелем типа 12ЧН15/18 определяется как

$$G_{\text{СОД}} = G_{\text{ДВС}} + G_{\text{вент}}, \quad (2)$$

где $G_{\text{ДВС}}$ – расход воздуха дизелем на соответствующем режиме работы, кг/с; $G_{\text{вент}}$ – то же через вентилятор системы охлаждения, кг/с.

Для определения параметров работы СОД разработана методика комплексного расчета теплообменников СОД с учетом известной методики, описанной в [8], с использованием реальных геометрических параметров теплообменников НТМ.

Мощность $N_{\text{вент}}$, Вт, на привод вентилятора определяется зависимостью [9]

$$N_{\text{вент}} = \frac{G_{\text{вент}} H_{\text{вент}}}{\eta_{\text{вент}} \rho_{\text{возд}}}, \quad (3)$$

где $H_{\text{вент}}$ – избыточное давление, создаваемое вентилятором, Па; $\eta_{\text{вент}}$ – коэффициент полез-

ного действия вентилятора (0,151); $\rho_{\text{возд}}$ – плотность воздуха, зависит от температуры, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Разрежение или избыточное давление $H_{\text{вент}}$ определяется из расчета теплообменников и сравнивается с результатами экспериментального исследования СОД [6]. Сравнение расчетных и экспериментальных данных показало, что расчетные значения не отличаются от полученных экспериментально более чем на 5 % во всем исследуемом диапазоне расхода воздуха и жидкости.

Схема пакета теплообменников СОД НТМ [10] приведена рис. 4. Сюда входят: два теплообменника охлаждающей жидкости и три теплообменника масла. Первый ряд по направлению движения прокачиваемого воздуха включает в себя два идентичных пакета теплообменников масла дизеля, соединенных последовательно, и один пакет теплообменника масла трансмиссии. Условия работы теплообменников верхнего ряда определяются непосредственно температурой и давлением воздуха окружающей среды. Во втором ряду по направлению движения воздуха расположены два идентичных пакета теплообменника охлаждающей жидкости, соединенных последовательно. На работу второго ряда теплообменников влияют параметры температуры и давления воздуха на выходе из первого ряда.

Теплота, подведенная к маслу трансмиссии, эквивалентна механической работе, теряемой в механизмах бортовых коробок передач, и выражается ее механическим КПД. Изменение КПД механической передачи характеризуется зависимостью [11]

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 u_{12}}, \quad (4)$$

где T_2 , T_1 – крутящий момент на выходном и входном валу, Н·м; u_{12} – передаточное число редуктора.

Так как соотношение крутящего момента на входном валу и передаточного числа к крутящему моменту на выходном валу неизменны, при постоянной частоте вращения и изменении нагрузки КПД коробок передач не меняется, как и количество теплоты, выделившейся в систему смазки редуктора.



Рис. 4. Схема расположения теплообменников системы охлаждения дизеля

Fig. 4. Scheme of heat exchanger arrangement for diesel cooling system

Выполнен расчет СОД для двух вариантов:

- а) без применения условия регулирования расхода воздуха;
- б) с использованием регулирующего воздействия.

Расчет выполнен при значении атмосферного давления 100000 Па, температуре 20 °С и КПД вентилятора 0,151. Результаты исследования сведены к табл. 1.

Таблица 1

Результаты расчета системы охлаждения дизеля
Results of calculation for diesel cooling system

Параметр	Значение нагрузки, %					
	без регулирования			с регулированием		
	100	80	60	100	80	60
$Q/Q_m, \%$	100	89,68	83,6	100	89,68	83,61
$Q/Q_{ож}, \%$	100	84,29	73,3	100	84,29	73,3
$N_{вент}, кВт$	90,84	89,259	88,18	90,84	36,74	24,5
$G_{сод}, кг/с$	7,88	7,88	7,88	7,88	5,78	5,00
$T_{ож}^n, ^\circ C$	93,99	84,83	78,58	93,99	93,9	93,79
$T_m^n, ^\circ C$	83,17	77,72	74,63	83,17	82,3	83,1
$Q_{ож}, кДж/с$	262,1	220,940	192,13	262,1	222,13	192,07
$Q_m, кДж/с$	62,316	55,888	52,1	62,32	58,00	56,96
$Q_{тр}, кДж/с$	95,99	95,988	95,99	95,99	63,26	68,48
$\Sigma Q, кДж/с$	420,4	372,816	340,21	420,4	343,39	317,51

Как видно из табл. 1, при нагрузке 80 % и применении регулирования работы СОД мощность на привод вентилятора меньше на 58,8 %, а при режиме нагрузки 60 % – на 72,2 %. Кроме того, при отсутствии регулирования охлаждающая жидкость снижает свою температуру от оптимальной при нагрузке 80 % на 9,16 °С,

при 60 % – на 15,41 °С. Снижение температуры охлаждающей жидкости приводит к ухудшению показателей силовой установки и сокращению ее ресурса, а также к ускорению выхода из строя теплообменника вследствие значительных переменных по значению напряжений [12].

Параметры мощности и удельного расхода топлива для дизеля типа 12ЧН15/18 без и с применением регулирования приведены на рис. 5.

Регулирование температуры теплоносителя позволяет улучшить экономические показатели силовой установки на режимах нагрузки 80 % и 60 % за счет уменьшения внутренних потерь, связанных с уменьшением мощности, необходимой для прокачки воздуха вентилятором системы охлаждения, при этом удельный расход топлива уменьшится на 31,8 и 74,7 г/(кВт·ч) соответственно.

Выполнена оценка влияния повышения средней температуры теплоносителей на параметры теплового баланса по материалам Ф. Л. Ливенцева [13]. Для вычисления составляющих теплового баланса необходимо определение коэффициента, учитывающего изменение температуры каждого из теплоносителей:

$$\beta_m = \frac{Q_{m1} - Q_{m0}}{(t_{cp1} - t_{cp0}) Q_{m0}}, \tag{5}$$

где Q_{m0}, Q_{m1} – количество теплоты, кДж/с, отведенной при средней температуре теплоносителя соответственно $t_{cp0}, t_{cp1}, ^\circ C$.

Результаты расчета коэффициентов для охлаждающей жидкости и масла приведены на рис. 6.

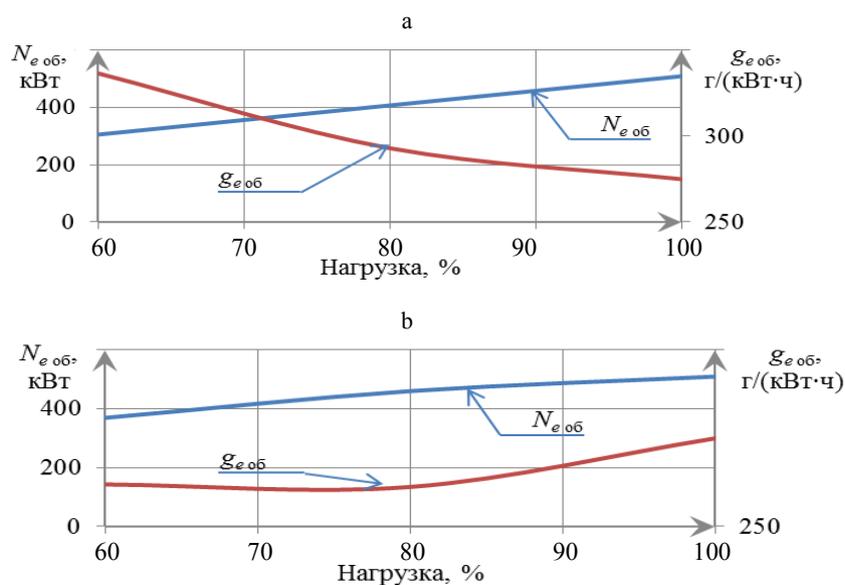


Рис. 5. Параметры мощности и удельного расхода топлива дизеля: а – без регулирования; б – с регулированием

Fig. 5. Parameters of power and specific fuel consumption of diesel: а – without regulation; б – with regulation

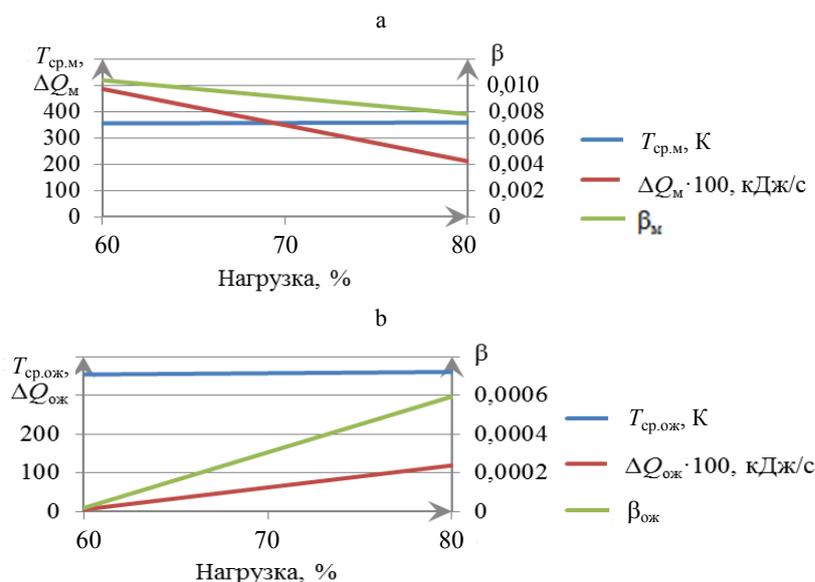


Рис. 6. Коэффициенты для определения влияния средней температуры: а – масла; б – охлаждающей жидкости

Fig. 6. Coefficients for determination of average temperature influence: а – oil; б – cooling liquid

В методике Ф. Л. Ливенцева изменяется количество теплоты ΔQ_m , которое распределяется между теплотой – эффективно использованной и отведенной с отработавшими газами. Применяя зависимость влияния средней температуры теплоносителя на количество теплоты Q , можно определить влияние повышения температуры на показатели теплового баланса дизеля в составе силовой установки

$$Q = Q_{m0} [1 - (t_{cp} - t_{cp0}) \beta_m], \quad (6)$$

Так как количество теплоты сгорания топлива на установившемся режиме является неизменным, а тепловые потоки в охлаждающую жидкость и масло меняются, возникает избыток теплоты ΔQ_m , который перераспределяется пропорционально эффективному КПД (η_e) к отработавшим газам и теплоте эквивалентной эффективной работы:

$$\Delta Q_m = (Q_m - Q_{m0}) + (Q_{ож} - Q_{ож0}); \quad (7)$$

$$\Delta N_e = \Delta Q_m \eta_e; \quad (8)$$

$$\Delta Q_{ог} = \Delta Q_m (1 - \eta_e). \quad (9)$$

Распределения величин инкремента при положительном значении разницы и декремента при отрицательной разнице эффективной мощности ΔN_e и отработанных газов $\Delta Q_{ог}$ увеличивают или уменьшают исходные значения эффективной мощности и теплоты, отведенной отработанными газами:

$$N'_e = N_e + \Delta N_e; \quad Q'_{ог} = Q_{ог} + \Delta Q_{ог}. \quad (10)$$

Изменения эффективной мощности дизеля в составе силовой установки при нагрузке 80 % отражены в табл. 2. Расчет выполнялся без учета температурных характеристик масла, ограничивающих максимальную температуру при применении в ДВС.

Таблица 2

Влияние средней температуры теплоносителя на элементы теплового баланса дизеля при нагрузке 80 %

Influence of average coolant temperature on elements of thermal diesel engine balance at load of 80 %

$T'_{ож\text{ ср}}$, К	$T'_{м\text{ ср}}$, К	Q_m , кДж/с	N'_e , кДж/с	$Q'_{ог}$, кДж/с	$Q_{ож}$, кДж/с	$Q_{хим}$, кДж/с
353	363	53,84	409,54	719,50	221,91	1404,79
360	365	52,96	408,00	720,04	220,99	1404,79
363	373	49,43	414,49	720,27	220,59	1404,79
368	378	47,23	416,96	720,66	219,94	1404,79
373	383	45,02	419,44	721,04	219,28	1404,79
378	388	42,82	421,92	721,43	218,62	1404,79
383	393	40,62	424,39	721,81	217,97	1404,79
388	398	38,41	426,87	722,20	217,31	1404,79
393	403	36,21	429,34	722,59	216,65	1404,79

Видно, что при повышении средней температуры теплоносителей (охлаждающей жидкости – до $T'_{ож\text{ ср}} = 120$ °С, масла – до $T'_{м\text{ ср}} = 130$ °С) на режиме нагрузки 80 % эффективная мощность вырастет на 1,2 %.

Рассматривая режим нагрузки 60 %, можно наблюдать подобную тенденцию. Перераспределение теплового баланса на режиме нагрузки дизеля 60 % приведено в табл. 3.

При повышении средней температуры теплоносителя (охлаждающей жидкости) до $T'_{ож\text{ ср}} = 120$ °С, масла до $T'_{м\text{ ср}} = 125$ °С на режиме нагрузки 60 % эффективная мощность вырастет на 0,89 %.

Таблица 3

Влияние средней температуры теплоносителя на элементы теплового баланса дизеля при нагрузке 60 %

Influence of average coolant temperature on elements of thermal diesel engine balance at load of 60 %

$T'_{ож\text{ ср}}$, К	$T'_{м\text{ ср}}$, К	Q_m , кДж/с	N'_e , кДж/с	$Q'_{ог}$, кДж/с	$Q_{ож}$, кДж/с	$Q_{хим}$, кДж/с
353	360,68	52,48	306,00	660,09	306,00	1210,24
358	363,00	51,14	306,89	660,10	305,94	1210,24
363	368,00	48,24	309,80	660,11	305,96	1210,24
368	373,00	45,33	312,71	660,12	305,98	1210,24
373	378,00	42,43	315,62	660,13	305,99	1210,24
378	383,00	39,53	318,53	660,14	306,01	1210,24
383	388,00	36,63	321,44	660,15	306,03	1210,24
388	393,00	33,73	324,35	660,16	306,05	1210,24
393	398,00	30,83	327,26	660,17	306,07	1210,24

При изменении температуры меняются составляющие теплового баланса. При повышении температуры теплоносителя теплота, подводимая к теплоносителю, уменьшается, а ее избыток разделяется на составляющие теплоты, эквивалентной эффективной работе, и отработавших газов. Повышение температуры приводит к увеличению мощности и уменьшению механических потерь, что также подтверждено в диссертации А. П. Марченко [14]. Таким образом, в статье показано положительное влияние регулирования температуры на эффективные показатели ДВС.

В практике регулирования применяются разные типы механизмов приводов: электрический и гидравлический, тип конкретного привода будет зависеть от конкретной НТМ. Регулирование температуры теплоносителей ДВС позволит обеспечить работу двигателя в зоне оптимальных температур и улучшить его надежность и экономичность.

Общая тенденция регулирования ставит перед разработчиком задачу учесть влияние таких непостоянных факторов, как температура, давление, влажность окружающей среды, метеорологические явления, что само по себе существенно усложняет ее решение. Поэтому оценка экономического эффекта предполагаемого механизма регулирования возможна лишь для конкретной существующей конструкции.

ВЫВОДЫ

1. Показана необходимость внедрения регулирования температуры теплоносителей путем

управления работой штатной системы охлаждения дизеля наземной транспортной машины, что позволяет оптимально и эффективно отводить теплоту, снижать расход топлива на 10–20 % на режиме номинальной мощности, а применение высокотемпературного охлаждения повышает эффективную мощность силовой установки на 0,89–1,20 %.

2. Рекомендованы применение регулирования работы вентилятора штатной системы охлаждения наземной транспортной машины и переход от существующего к высокотемпературному охлаждению.

ЛИТЕРАТУРА

1. Википедия [Электронный ресурс] / T-72. Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/T-72>. Дата доступа: 10.03.2018.
2. Двигуни внутрішнього згорання: Сер. підручників у 6 т. Т. 1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / за ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. Харків: Видавн. центр НТУ «ХПІ», 2004. 491 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей / С. И. Ефимов [и др.]; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1985. 456 с.
4. Епифанов, В. В. Аппроксимация характеристик энергетических установок транспортных средств / В. В. Епифанов, Р. В. Протасов // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»: зб. наук. праць. Тематичний вип.: Транспортне машинобудування. Харків: НТУ «ХПІ», 2007. № 33. С. 61–66.
5. Двигатели внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов [и др.]; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
6. ДП «ХКБМ»: по визначенню характеристики вентиляторної системи охолодження танка Т-72М1: Акт № 297 від 12.12.2005.
7. Системы жидкостного охлаждения дизелей военных гусеничных машин. Метод расчета: ОСТ ВЗ-1470–82. М., 1982. 162 с.
8. Кейс, В. М. Компактные теплообменники / В. М. Кейс, А. Л. Лондон; пер. с англ. В. Г. Баклановой; под ред. Ю. В. Петровского. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1962. 160 с.
9. Косточкин, В. Н. Центробежные вентиляторы. Основы теории и расчета / В. Н. Косточкин. М.: Машгиз, 1951. 222 с.
10. Танк Т-72А. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Кн. 2, ч. 2. М.: Воен. изд-во, 1989. 138 с.
11. Лабораторная работа. Исследование коэффициента полезного действия зубчатого редуктора [Электронный ресурс] // Детали машин. Режим доступа: <http://www.detalimach.ru/lab16.html>. Дата доступа: 10.03.2018.
12. Луков, Н. М. Автоматическое регулирование температуры двигателей / Н. М. Луков. М.: Машиностроение, 1995. 271 с.
13. Ливенцев, Ф. Л. Высокотемпературное охлаждение поршневых двигателей внутреннего сгорания / Ф. Л. Ливенцев. М.; Л.: Машиностроение, 1964. 204 с.
14. Марченко, А. П. Термодинамические основы повышения топливной экономичности транспортных дизелей за счет утилизации сбросовой теплоты / А. П. Марченко. Харьков, 1994. 513 с.

Поступила 26.03.2018

Подписана в печать 01.07.2018

Опубликована онлайн 30.05.2019

REFERENCES

1. T-72. *Wikipedia*. Available at: <https://ru.wikipedia.org/wiki/T-72> (Accessed 10 March 2018) (in Russian).
2. Marchenko A. P., Shekhovtsov A. F. (2004) *Internal Combustion Engines. Vol. 1 Design Engineering of Forced Engines for Ground Transport Vehicles*. Kharkiv, Publishing Center of National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute". 491 (in Ukrainian).
3. Efimov S. I., Ivashchenko N. A., Ivin V. I., Alekseev V. P., Vyubov D. N., Grekhov L. V., Kruglov M. G., Krutov V. I., Krylov A. N., Leonov O. B., Mednov A. A., Mizernyuk G. N., Orlin A. S., Roganov S. G., Rogov V. S., Fedyushin V. F., Chistyakov V. K. (1985) *Internal Combustion Engines. Systems of Reciprocating and Combined Engines*. Moscow, Mashinostroyeniye Publ. 456 (in Russian).
4. Epifanov V. V., Protasov R. V. (2007) Approximation of Characteristics for Power Plants in Transport Facilities. *Visnik Natsional'nogo Tekhnichnogo Universitetu "Kharkiv'skii Politekhnicnii Institut". Zbirnik Naukovikh Prats'. Tematichnii Vipusk: Transportne Mashinobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University «KhPI». Collection of Research Papers. Special Issue: Transport Engineering]. Kharkiv, KhPI, (33), 61–66 (in Russian).
5. Vyubov D. N., Ivashchenko N. A., Ivin V. I., Kruglov M. G., Leonov O. B., Mednov A. A., Mizernyuk G. N., Orlin A. S., Roganov S. G. (1983) *Internal Combustion Engines: Theory of Reciprocating and Combined Engines*. Moscow, Mashinostroyeniye Publ. 372 (in Russian).
6. State Enterprise "Kharkiv Machine Building Design Bureau" [KhMDB]: On determination of Characteristics for fan Cooling System of T-72M1 tank: Act No 297. Dated 12.12.2005 (in Ukrainian).
7. Industrial Standard OST ВЗ-1470–82. *Liquid Cooling Systems for Diesel Engines of Military Caterpillar Vehicles. Calculation Method*. Moscow, 1982. 162 (in Russian).
8. Kays W. M., London A. L. (1958) *Compact Heat Exchangers*. New York, McGraw-Hill Book Company. 156.
9. Kostochkin V. N. (1951) *Centrifugal Fans. Fundamentals of Theory and Calculation*. Moscow, Mashgiz Publ. 222 (in Russian).
10. *T-72A Tank. Technical Description and Operational Manual. Book. 2. Part 2*. Moscow, Military Publishing House, 989. 138 (in Russian).
11. *Laboratory Work. Investigation of Gear Reducer Efficiency*. Available at: <http://www.detalimach.ru/lab16.html> (Accessed: 10 March 2018) (in Russian).
12. Lukov N. M. (1995) *Automatic Temperature Control of Engines*. Moscow, Mashinostroyeniye Publ. 271 (in Russian).
13. Liventsev F. L. (1964) *High-Temperature Cooling of Reciprocating Internal Combustion Engines*. Moscow; Leningrad, Mashinostroyeniye Publ. 204 (in Russian).
14. Marchenko A. P. (1994) *Thermodynamic Basis for Improving Fuel Efficiency of Transport Diesel Engines Due to Utilization of Waste Heat*. Kharkov, 513 (in Russian).

Received: 26.03.2018

Accepted: 01.07.2018

Published online: 30.05.2019

Методы исследования дорожно-транспортных происшествий с использованием современных автоматизированных средств

Докт. техн. наук, доц. А. В. Сараев¹⁾, С. В. Данец²⁾

¹⁾Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (Харьков, Украина),

²⁾Харьковский государственный научно-исследовательский экспертно-криминалистический центр МВД Украины (Харьков, Украина)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Приведенные в статье методы исследования нацелены на повышение точности при определении параметров движения транспортных средств в процессе реконструкции дорожно-транспортных происшествий. Решены задачи, направленные на усовершенствование способа расчета скорости движения транспортных средств и координат расположения в различные моменты времени. Для более точного установления характера повреждений транспортных средств и их расположения на проезжей части применен метод лазерного сканирования, который позволяет снизить погрешность при определении размеров и расстояний, сократить время осмотра места дорожно-транспортного происшествия. Наличие сканированного изображения в трехмерном виде предоставляет возможность более точно моделировать характер и угол сближения транспортных средств перед столкновением. Разработано методическое обеспечение определения параметров движения транспортных средств по данным записей с видеорегистраторов. Установлено, что погрешность измерения скорости движения транспортных средств будет зависеть от качества изображения видеозаписи, протяженности исследуемого участка и диапазона возможных скоростей. Относительная погрешность будет тем выше, чем меньше диапазон скорости движения транспортных средств и длина участка. Составлена и решена математическая модель изменения скорости движения транспортного средства в дифференциальном виде. Модель позволяет рассчитать скорость движения в различные моменты времени применительно к записи с видеорегистратора, а также более точно рассчитать координаты расположения транспортных средств на фото- и видеоизображении. Особенно это важно при определении места наезда или места столкновения относительно края проезжей части. В отличие от субъективных методов, когда исходные данные для проведения автотехнических исследований устанавливаются путем опроса свидетелей и обвиняемых, предложенные авторами способы дают возможность выполнить реконструкцию дорожно-транспортного происшествия исключительно объективными методами с помощью автоматизированных технических средств.

Ключевые слова: транспорт, безопасность, реконструкция, экспертиза, повреждение, сканирование, регистратор, изображение, запись, скорость, время, торможение, расстояние, масштаб, погрешность

Для цитирования: Сараев, А. В. Методы исследования дорожно-транспортных происшествий с использованием современных автоматизированных средств / А. В. Сараев, С. В. Данец // *Наука и техника*. 2019. Т. 18, № 3. С. 256–264. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-256-264>

Methods for Investigating Road Traffic Accidents Using Modern Automated Means

О. V. Saraiev¹⁾, S. V. Danetz²⁾

¹⁾Kharkiv National Automobile and Highway University (Kharkiv, Ukraine),

²⁾Kharkiv State Research and Expert-Forensic Center of the Ministry of Internal Affairs of Ukraine (Kharkiv, Ukraine)

Abstract. The paper presents investigation methods which are aimed at increasing an accuracy in determination of parameters for movement of vehicles in the reconstruction process of road traffic accidents. The problems with a target to improve

Адрес для переписки

Сараев Алексей Викторович
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
ул. Петровского, 25,
61002, г. Харьков, Украина
Тел.: +38 057 707-37-16
sarayev9@gmail.com

Address for correspondence

Saraiev Olexii V.
Kharkiv National Automobile and Highway University
25 Petrovskogo str.,
61002, Kharkov, Ukraine
Tel.: +38 057 707-37-16
sarayev9@gmail.com

a method for calculation of vehicle movement speed and location coordinates at different time moments have been solved in the paper. In order to determine more accurately nature of vehicle damage and their location on carriageway, a laser scanning method has been applied which makes it possible to reduce an error while determining dimensions and distances, and to shorten time for an inspection of the road traffic accident place. The presence of a scanned image in three-dimensional form allows more accurately to simulate nature and angle concerning approach of vehicles prior to a collision. A methodological support for determination of vehicle movement parameters has been developed on the basis of the recorded data from driving video recorders (DVRs). It has been established that an error in measuring a speed of movement for vehicles will depend on quality of a video image, length of the investigated area and range of possible speeds. A relative error will be the higher, the smaller we have vehicle speed range and length of the investigated section. A mathematical model of vehicle speed change in a differential form has been compiled and solved in the paper. The model allows to calculate a speed of motion at different time moments with respect to recording from driving video recorders. In addition, the developed methodology permits more accurately to determine coordinates of vehicle location on a photo- and video image. This is especially important while determining places of pedestrian-road accident or vehicle collision location of the collision or the place of collision with regard to the edge of carriageway. Unlike subjective research methods when initial data for carrying out auto-technical investigations are established by interviewing witnesses and the accused, the proposed methods make it possible to permit reconstruction of a road traffic accident exclusively by objective methods with the help of automated technical means.

Keywords: transport, security, reconstruction, expert evaluation, damage, scanning, recorder, image, recording, speed, time, braking, distance, scale, error

For citation: Saraiev O. V., Danez S. V. (2019) Methods for Investigating Road Traffic Accidents Using Modern Automated Means. *Science and Technique*. 18 (3), 256–264. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-256-264> (in Russian)

Введение

В настоящее время широкое распространение в сфере организации дорожного движения получили автоматизированные технические средства, объединенные в интеллектуальную транспортную систему. При постоянном росте автомобилизации это позволяет снизить аварийные, экономические, экологические и социальные потери в дорожном движении на 15 % [1]. В случае нарушения правил дорожного движения, создания аварийной обстановки информацию, хранящуюся в этой системе, можно использовать для исследования обстоятельств дорожно-транспортного происшествия (ДТП) [2]. В практике расследования ДТП необходимой является информация о параметрах движения транспортного средства (ТС), влиянии водителя на органы управления, а также месте расположения происшествия [3, 4]. Однако при этом возникает ряд трудностей, в первую очередь связанных с установлением скорости движения ТС и его более точных координат расположения на проезжей части в разные моменты времени [5]. Для решения этой проблемы создаются дополнительные программные комплексы, которые, функционируя в рамках информационной транспортной системы, позволяют получить информацию о техническом состоянии ТС на момент ДТП, его скорости движения, своевременности действий водителя или их отсутствии, направленных на предот-

ращение или снижение тяжести последствий ДТП [6].

Наилучшего результата в установлении параметров движения ТС можно достичь, если современные автоматизированные технические средства использовать на всех этапах расследования ДТП, начиная с осмотра места происшествия и заканчивая исследованием механизма ДТП [7, 8]. Для этого надо внедрять и развивать новые методы реконструкции ДТП, такие как: лазерное сканирование места ДТП [9, 10]; установление параметров движения ТС по данным информационной транспортной системы, записей с различных регистраторов (видеорегистраторов) [11]; компьютерное моделирование процесса развития ДТП [12]. Проблематика вопроса тесно связана с необходимостью разработки нового методического обеспечения для экспертов-автотехников, которые до сих пор вынуждены использовать и давать ссылки на методики 80–90 гг. прошлого столетия. За это время существенно изменилась конструкция ТС, улучшилась их динамика, повысилась эффективность торможения. Благодаря антиблокировочным системам при экстренном торможении ТС перестали оставлять на дорожном покрытии следы юза от заблокированных колес [13]. Все перечисленное ставит под сомнение правильность применения устаревших методик по отношению к современным ТС. Эти противоречия до конца не решены и в современной экспертной литературе [14].

Целью работы является повышение точности при определении скорости движения ТС и установлении его координат расположения на проезжей части во время реконструкции ДТП путем применения автоматизированных технических средств. Основные задачи связаны с разработкой метода определения скорости движения и координат расположения ТС по данным записи с видеорегистраторов. Объект исследования – процесс развития механизма ДТП. Предмет исследования – параметры движения ТС. Методы исследования: для повышения точности и достоверности изучения места ДТП и повреждений ТС применен метод лазерного сканирования; для повышения точности оценки параметров движения ТС использован способ анализа данных с видеорегистратора; при разработке и решении детерминированной математической модели по оценке скорости движения ТС использованы метод дифференцирования и интегрирование функции; для подтверждения достоверности теоретических обоснований проведены экспериментальные исследования.

Применение лазерного сканирования при исследовании места дорожно-транспортного происшествия и установлении характера повреждений транспортных средств

Система лазерного сканирования при использовании в автотехнической экспертизе должна удовлетворять следующим требованиям: иметь высокую разрешительную способность, производительность и точность измерения; быть портативной с возможностью оперативного развертывания и установления; позволять работать в условиях низких температур, дождя, плохой видимости и освещенности; отображать следы на дороге; выполнять измерение размеров местности и объектов.

В данное время при документировании ДТП лазерные 3D-сканеры только начали использоваться в системе МВД Украины и стран СНГ. Так, на вооружении экспертных подразделений МВД Украины находятся лазерные сканеры FARO® Laser Scanner Focus 3D производства США. Основные технические характеристики этого комплекса: диапазон сканирования 0,6–120,0 м; скорость из-

мерений 122000/244000/488000/976000 точек за секунду; погрешность измерения ± 2 мм на 25 м; рабочая зона по вертикали 305° ; рабочая зона по горизонтали 360° ; вертикальная и горизонтальная разделительные способности $0,009^\circ$ (40960 3D-точек на 360°); максимальная вертикальная скорость сканирования (обращение зеркала) 5800 об/мин, или 97 Гц; встроенная камера до 70 Мп в цвете; хранение данных по типу файлов SD, SDHC™, SDXC™; 32GB; управление сканером с помощью сенсорного дисплея или ноутбука через соединение bluetooth; время работы от батареи до 5 ч; габариты 240×200×100 мм; масса 5 кг.

Апробация лазерного сканирования обстоятельств ДТП проводилась в условиях криминалистического полигона Харьковского НИЭКЦ МВД. Сначала было смоделировано ДТП, связанное с наездом на пешехода (рис. 1а). Сканирование места ДТП проводится с нескольких позиций. Количество точек сканирования (позиций) напрямую зависит от расположения объектов друг от друга, которые необходимо зафиксировать при документировании ДТП. Между сканером и объектом должны отсутствовать препятствия. Перед началом сканирования нужно установить сферы белого цвета таким образом, чтобы они попадали в поле действия сканера хотя бы из двух позиций сканирования. Указанные сферы в дальнейшем служат ориентирами, которые позволяют программному обеспечению полученные сканированные точки из разных позиций соединить в одно целое, создавая при этом 3D-картинку. В зависимости от качества сканирования процесс сканирования с одной позиции может длиться от 2 до 30 мин. Среднее время сканирования ДТП занимает около 9–15 мин. Технология лазерного сканирования позволяет выполнять измерение расстояний непосредственно по облаку сканированных точек, поскольку каждая точка имеет свой набор координат X, Y, Z . Таким образом, можно получить размеры деформации автомобиля, который принимал участие в ДТП, длину и ширину следов юза или царапин на асфальте, расстояние от ориентира и базовой линии до объектов ДТП. На сканированном изображении, на котором нанесены размеры между объектами в метрах, заданные расстояния программа показывает в виде пунктирной линии и флажка (рис. 1б).



Рис. 1. Осмотр места дорожно-транспортного происшествия: а – фотофиксация; б – сканированное изображение
 Fig. 1. Inspection of road traffic accident place: a – photographic evidence; b – scanned image

Кроме того, появляется возможность разворачивать «сцену ДТП» под необходимым ракурсом, например по направлению движения ТС, которое совершило наезд на пешехода. В противоположность фотографическим и графическим методам, при которых эксперты делают снимки и фиксируют графически объекты выборочно, согласовываясь с собственным видением ситуации на месте события, метод лазерного сканирования допускает полное покрытие съемкой всего места события. Все это позволяет составить более объективную картину расположения объектов после ДТП, точно определить всевозможные расстояния и размеры для дальнейшей реконструкции и моделирования механизма ДТП. При использовании сканера практически отпадает необходимость измерять рулеткой выбранные расстояния с дальнейшим нанесением размеров в масштабе на схеме ДТП, поскольку все необходимые размеры с более высокой точностью можно

определять непосредственно по результатам сканирования.

Также исследовалась возможность использования лазерного сканирования при проведении транспортно-трассологической экспертизы, в данном случае взаимные механические повреждения ТС после их доставки на штрафную площадку (рис. 2а). После сканера файлы передаются к ноутбуку, где с помощью специальной программы Scene 5.0 все полученные файлы соединяются в одно целое – круговую фотопанораму на 360°. Это позволяет создать виртуальную трехмерную картину происшествия с видами сверху, снизу, по бокам и потом детально проанализировать ситуацию (рис. 2б). Сканированные изображения повреждений ТС могут быть использованы при моделировании их взаимного расположения во время первичного контакта для определения угла удара и характера столкновения.



Рис. 2. Трассологические исследования столкновения двух транспортных средств:
 а – фото транспортных средств после столкновения; б – сканированное изображение транспортных средств

Fig. 2. Trace evidence analysis on collision of two transport facilities:
 a – photo of transport facilities after collision; b – scanned image of transport facilities

На основании выполненного экспериментального моделирования разных видов ДТП и исследований повреждений ТС была разработана методика использования лазерного сканирования для реконструкции ДТП.

Определение скорости движения и расстояний по данным с видеорегистратора

Скорость движения ТС – это один из основных параметров, который значительно влияет на возникновение и развитие механизма ДТП. Установление скорости движения ТС в процессе исследования ДТП имеет ключевое значение. Для фиксирования движения ТС, дорожной обстановки наиболее широкое распространение получили видеорегистраторы. Некоторые их модели имеют GPS-модуль, с помощью которого в «картинку» встраивается информация о числовых координатах и скорости ТС. Такие данные позволяют точнее установить место ДТП. Видеорегистраторы могут фиксировать 30, 60, 120 кадров за секунду. Угол обзора одной его камеры может быть от 90 до 160°. Качество съемки видеорегистратора имеет существенное влияние на возможность дальнейшего использования данных видеозаписи при установлении обстоятельств ДТП.

Во время экспертной работы при использовании данных с видеорегистраторов были выявленные такие проблемы:

- при отсутствии интегрированного в видеорегистратор навигатора скорость движения ТС не фиксируется;
- при наличии интегрированного в систему навигатора скорость движения ТС фиксируется с существенным опозданием (на несколько се-

кунд). Возможен, например, такой случай, когда ТС уже остановилось, а по данным навигатора скорость движения только начала уменьшаться;

- большинство видеорегистраторов не фиксируют замедление-ускорение ТС.

Для определения скорости движения ТС по данным видеорегистратора были выполнены экспериментальные исследования. Эксперименты проводились на трех автомобилях (BMW 520, Skoda Fabia, Daewoo Lanos) в светлое время суток, без внешних осадков. Во время экспериментов использовались видеорегистратор Globex HC-104, GPS-навигатор Pioneer, рулетка, ноутбук и программное обеспечение (например, киностудия Windows Live или Sony Vegas Pro 10 (11)). По результатам экспериментов получены видеофайлы, на которых зафиксированы движения автомобилей на разных участках дороги. Для определения средней скорости автомобиля необходимо найти начальный и конечный ориентиры фрагмента на видеофайле. Такими ориентирами могут быть столбы, столбики, деревья, кустарники, инженерные сооружения вдоль дороги, а также дорожная разметка и знаки. Дальше с помощью программного обеспечения определялось время движения автомобиля между установленными начальным и конечным ориентирами. Расстояние между ориентирами измерялось с помощью рулетки. По установленным параметрам (времени t и расстоянию S) рассчитана средняя скорость движения ТС. Кроме того, для оценки точности расчетов во время испытательных заездов регистрировались показания скорости ТС по спидометру и по GPS-навигатору. Результаты установления скорости движения ТС сведены в табл. 1.

Таблица 1

Сравнительный анализ результатов определения скорости движения транспортных средств по видеозаписи, навигации и спидометру
Comparative analysis of results pertaining to determination of transport facility speed according to video-recording, navigation and speedometer

Марка транспортного средства	Скорость, км/ч		Расчет скорости по видеозаписи, км/ч	Погрешность		Расстояние между ориентирами, м
	по GPS-навигатору	по спидометру		абсолютная, км/ч	относительная, %	
Skoda Fabia	54	55	55,38	0,38	0,70	70
Skoda Fabia	60	60	62,22	2,22	3,57	70
Skoda Fabia	70	70	72,22	2,22	3,07	70
Daewoo Lanos	53	55	54,21	1,21	1,44	100
Daewoo Lanos	63	65	62,71	1,71	3,52	100
BMW 520	51	50	51,87	0,87	3,60	33
BMW 520	40	40	37,05	3,00	7,50	35

В выполненных экспериментальных исследованиях (табл. 1) при скорости автомобиля 50 км/ч относительная погрешность не превышала 3,6 %, абсолютная погрешность составила 0,87 км/ч. При скорости 40 км/ч относительная погрешность не превышала 7,5 %, а абсолютная погрешность составила 3 км/ч.

Для определения скорости движения ТС в процессе экстренного торможения по данным с видеорегистратора воспользуемся формулой для расчета установившегося замедления ТС

$$j = \frac{g}{\delta} \left[\cos \lambda \left(\frac{\varphi}{k_e} + f \right) \pm \sin \lambda \right], \quad (1)$$

где j – установившееся замедление ТС, м/с²; g – ускорение свободного падения, м/с²; δ – коэффициент учета вращающихся масс; λ – угол продольного наклона проезжей части, град; φ – коэффициент сцепления колес с дорогой; k_e – то же эффективности торможения; f – то же сопротивления качению.

Значение коэффициента сцепления φ определяется экспериментально на месте происшествия с помощью соответствующих приборов. При отсутствии экспериментальных данных величину φ выбирают по таблицам в зависимости от типа и состояния покрытия проезжей части. Коэффициент эффективности торможения k_e учитывает степень использования суммарной силы сцепления заторможенных колес с поверхностью проезжей части, т. е. несоответствие фактических тормозных сил на колесах силам сцепления. Коэффициенты учета вращающихся масс δ и сопротивления качению f показывают, что экстренное торможение осуществляется без блокировки колес за счет использования антиблокировочной системы.

Для того чтобы учесть изменения скорости от времени, запишем математическую модель динамики торможения ТС в дифференциальном виде

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta} \left[\cos \lambda \left(\frac{\varphi}{k_e} + f \right) \pm \sin \lambda \right], \quad (2)$$

или с начальными условиями:

$$\begin{cases} -\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta} \left[\cos \lambda \left(\frac{\varphi}{k_e} + f \right) \pm \sin \lambda \right], \\ v(0) = v_0, \end{cases} \quad (3)$$

где v_0 – скорость ТС в начале торможения с максимальным замедлением, м/с²; t – интервал времени в установившейся фазе торможения, с.

Далее выразим скорость ТС

$$\begin{cases} dv = -\frac{g}{\delta} \left[\cos \lambda \left(\frac{\varphi}{k_e} + f \right) \pm \sin \lambda \right] dt, \\ v(0) = v_0 \end{cases} \quad (4)$$

и возьмем неопределенный интеграл

$$\begin{cases} \int dv = -\frac{g}{\delta} \left[\cos \lambda \left(\frac{\varphi}{k_e} + f \right) \pm \sin \lambda \right] \int dt + C, \\ C = v(0) = v_0. \end{cases} \quad (5)$$

После интегрирования получим выражение для расчета скорости движения ТС в разные моменты времени

$$v = v_0 - \frac{g}{\delta} t \left[\left(\frac{\varphi}{k_e} + f \right) \cos \lambda \pm \sin \lambda \right]. \quad (6)$$

Если эксперту необходимо решить обратную задачу и произвести вычисления скорости с момента остановки ТС, прокручивая обратно видеозапись, то математическую модель (2) с начальными условиями можно записать как:

$$\begin{cases} \frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta} \left[\cos \lambda \left(\frac{\varphi}{k_e} + f \right) \pm \sin \lambda \right], \\ v(0) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

После решения математической модели (7) в общем виде получим

$$v = \frac{g}{\delta} t \left[\left(\frac{\varphi}{k_e} + f \right) \cos \lambda \pm \sin \lambda \right]. \quad (8)$$

Ключом решения уравнений (6) и (8) является соответственно прямой и обратный отсче-

ты значения времени t , которое берется по данным с видеорегистратора.

Кроме определения скорости движения ТС, важная задача реконструкции ДТП – установление расстояний (координат):

- расположение участников ДТП относительно границ проезжей части в разные моменты времени;
- расположение места столкновения (наезда) относительно границ проезжей части;
- траектория движения участников ДТП и др. [2, 9, 10].

Анализ видеозаписи ДТП при определенных условиях позволяет сделать стоп-кадры (скриншоты), которые в дальнейшем могут быть использованы при проведении фототехнического исследования с целью определения расстояний (координат расположения ТС). Например, для установления расположения левого габарита автомобиля Kia Optima относительно границы проезжей части в определенный момент времени был сделан скриншот с видеозаписи, показанный на рис. 3.

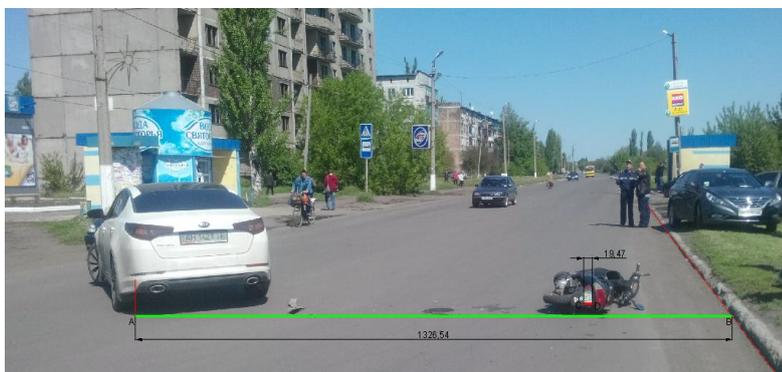


Рис. 3. Определение расстояния от заднего левого габарита автомобиля Kia Optima до границы проезжей части на стоп-кадре

Fig. 3. Determination of distance from rear left vehicle part Kia Optima to carriageway boundary using still picture

Исследуемый кадр помещали в графический редактор AutoCAD, позволяющий проводить измерения. В редакторе определено расстояние в условных единицах (1326,54), на котором располагался задний левый габарит автомобиля относительно края проезжей части. Далее определялся объект, который будет служить масштабной основой для вычисления. Таким объектом стала табличка номерного знака мопеда. Ее действительная высота 0,114 м (со-

гласно ДСТУ 3650:2004 «Дорожный транспорт. Знаки номерные транспортных средств. Общие технические условия», высота номерного знака подтипа 3-1 составляет 114 мм (рис. 4).



Рис. 4. Размеры номерного знака согласно ДСТУ 3650:2004

Fig. 4. Dimensions of license plate according to National Standards of Ukraine 3650:2004

В AutoCAD высота номерного знака составляет 19,47 условных единиц. Отсюда и пропорция, из которой определяется, что задний левый габарит автомобиля Kia Optima расположен от правого края проезжей части на расстоянии

$$x = \frac{0,114 \cdot 1326,54}{19,47} = 7,7 \text{ м.}$$

Для определения расстояния от переднего габарита Kia Optima до края проезжей части на стоп-кадре (рис. 5)

за масштабную основу взята ширина проезжей части, которая составляет, согласно постановлению, 12,2 м. В AutoCAD это соответствовало 614,82 условных единиц.

Передний левый габарит располагается от края проезжей части на расстоянии 141,25 условной единицы. В метрах это расстояние

$$x = \frac{12,2 \cdot 141,25}{614,82} = 2,8 \text{ м.}$$

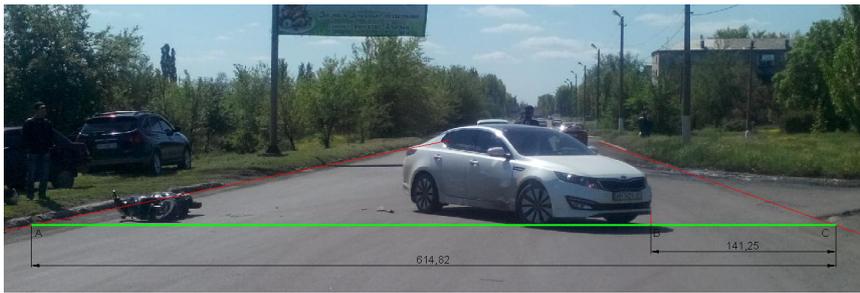


Рис. 5. Определение расстояния от переднего левого габарита автомобиля Kia Optima до границы проезжей части на стоп-кадре

Fig. 5. Determination of distance from front left vehicle part Kia Optima to carriageway boundary using still picture

Таким образом, по данным нескольких известных размеров, путем дополнительных графических построений и составления пропорций представляется возможным точно определить координаты расположения ТС на фото- и видеоизображении в различные моменты времени в процессе реконструкции ДТП. Проверка выполненных расчетов расстояний на местности показала погрешность, которая не превышает 3–5 %.

В отличие от существующих способов исследования обстоятельств ДТП, которые предусматривают определение исходных данных для расчетов путем опрашивания свидетелей и обвиняемого, предложенная методика более объективная, наглядная и технически способная.

ВЫВОДЫ

1. Разработано методическое обеспечение исследования места дорожно-транспортного происшествия и повреждений транспортных средств с использованием лазерного сканера. Это позволяет обеспечить эффективную и качественную фиксацию следов и объектов, выполнить более полный сбор данных за меньший интервал времени (20–30 мин – в зависимости от количества объектов и площади сканирования). Данные лазерного сканирования дают возможность в любое время сделать все необходимые измерения самых важных элементов места ДТП и поврежденных объектов без дополнительных исследований и сбора данных с абсолютной погрешностью, которая не превышает 2 мм на каждые 25 м. Наличие сканированного изображения места ДТП и повреждений транспортных средств в трехмерном виде позволяет более точно моделировать характер и угол сближения транспортных средств перед столкновением во время проведения транспортно-трассологических исследований и анализа обстоятельств ДТП.

2. Разработано методическое обеспечение определения параметров движения транспортных средств по данным записей с видеорегистраторов. Установлено, что погрешность измерения скорости движения транспортных средств будет зависеть от качества изображения видеозаписи, протяженности исследуемого участка и диапазона возможных скоростей. В выполненных экспериментальных исследованиях

при установлении скорости движения транспортных средств относительная погрешность не превышала 3,6–7,5 %, абсолютная – 0,87–3,00 км/ч. Относительная погрешность будет тем больше, чем меньше диапазон скорости движения транспортных средств и длина участка. Кроме того, разработанная методика позволяет более точно определить координаты расположения транспортных средств на фото- и видеоизображении в различные моменты времени в процессе реконструкции ДТП с погрешностью, не превышающей 3–5 %.

3. Предложена математическая модель, которая позволяет рассчитать скорость движения транспортных средств в процессе торможения в различные моменты времени по данным записи с видеорегистратора. В отличие от известных экспертных формул эту модель можно использовать при отсутствии следов торможения (юз) на дорожном покрытии, когда транспортное средство оборудовано современной антиблокировочной системой тормозов.

ЛИТЕРАТУРА

- Капский, Д. В. Развитие автоматизированной системы управления дорожным движением Минска как части интеллектуальной транспортной системы города / Д. В. Капский, Д. В. Навой // Наука и техника. 2017. Т. 16, № 1. С. 38–48. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2017-16-1-38-48>.
- Голубов, С. Г. О внедрении в Украине международного опыта применения средств фото- и видеофиксации нарушений правил дорожного движения / С. Г. Голубов // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. Харьков: ХНАДУ, 2013. Вып. 61–62. С. 19–23.
- Сараев, А. В. Информационная система анализа и исследования дорожно-транспортных происшествий / А. В. Сараев // Управление проектами, системный анализ и логика. Киев: НТУ, 2013. Вып. 12. С. 163–169.
- Ананьев, П. О. Реєстратор даних про події («Even Data Recorder») – нове джерело отримання інформації про параметри руху транспортного засобу під час дорож-

- ньо-транспортної пригоди (інформаційний лист) / П. О. Ананьев, Ю. В. Пясецкий. Киев: ГНИЭКЦ МВД Украины, 2011. 40 с.
5. Исследования дорожно-транспортного происшествия с использованием современной информационной системы / А. В. Сараев [и др.] // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика: сб. науч. тр. Воронеж: ВГЛТА, 2014. Т. 2, № 3–1. С. 297–306.
 6. Застосування інтелектуальної інформаційної системи моніторингу і прогнозування параметрів технічного стану при дослідженні обставин дорожньотранспортних пригод / В. П. Волков [и др.] // Сб. науч. тр. Государственного экономико-технологического университета транспорта. Сер.: Транспортные системы и технологии. Киев: ГЭТУТ, 2017. Вып. 30. С. 73–83.
 7. Данец, С. В. Применение автоматизированных средств исследования обстоятельств ДТП / С. В. Данец // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. 2013. Вып. 61–62. С. 190–194.
 8. Сараев, О. В. Новітні технології дослідження обставин дорожньо-транспортної пригоди / О. В. Сараев // Вестник Национального транспортного университета, Киев. 2013. Вып. 28. С. 405–414.
 9. Системи лазерного сканування. Документування обставин дорожньотранспортних пригод (інформаційний лист) / сост. С. И. Перлин, С. А. Шевцов, О. Б. Кучерявенко, С. А. Буряк. Харьков: ГНИЭКЦ МВД Украины в Харьковской обл., 2011. 44 с.
 10. Данец, С. В. Застосування новітніх технологій лазерного сканування під час огляду місця дорожньо-транспортної пригоди / С. В. Данец // Криміналістичний вісник. 2014. Вып. 2, № 22. С. 166–171.
 11. Данець, С. В. Відеореєстратори як джерело отримання вихідних даних для проведення автотехнічних досліджень / С. В. Данець // Криміналістичний вісник. 2016. Вып. 2, № 26. С. 160–167.
 12. Туренко, А. Н. Автотехническая экспертиза. Исследование обстоятельств ДТП / А. Н. Туренко, В. И. Клименко, А. В. Сараев. Харьков: ХНАДУ, 2013. 320 с.
 13. Туренко, А. М. Оцінка ефективності гальмування транспортного засобу в структурі дослідження дорожньо-транспортної пригоди: монографія / А. М. Туренко, О. В. Сараев. Харьков: ХНАДУ, 2015. 360 с.
 14. Совершенствование методов автотехнической экспертизы при дорожно-транспортных происшествиях / В. П. Волков [и др.]. Харьков: ХНАДУ, 2010. 476 с.
- Поступила 04.04.2018
Подписана в печать 09.07.2018
Опубликована онлайн 30.05.2019
- REFERENCES
1. Kapskiy D. V., Navoy D. V. (2017) Development of Automated Road Traffic Control Systems in Minsk as Part of Intellectual City Transport System. *Nauka i Tekhnika = Science and Technique*, 16 (1), 38–48 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2017-16-1-38-48>.
 2. Golubov S. G. (2013) About Implementation in Ukraine International Experience Concerning Application of Photo- and Videofixation of Traffic Rules Violations. *Vestnik Khar'kovskogo Natsional'nogo Avtomobil'no-Dorozhnogo Universiteta: Sb. Nauch. Tr. = Bulletin of Kharkiv National Automobile and Highway University: Collection of Research Papers*. Kharkiv, Kharkov National Automobile and Highway University, 61–62, 19–23 (in Russian).
 3. Saraev A. V. (2013) Information System for Analysis and Investigation of Road Accidents. *Upravlinnya Proektami, Sistemnii Analiz i Logistika = Projects Management, System Analysis and Logistics*. Kiev, National Technical University, 12, 163–169 (in Russian).
 4. Ananyev P. O., Pyasetsky Yu. V. (2011) *Accident Data Recorder – New Source of Information about Movement Parameters of Transport Facility During Road Traffic Accident (Datasheet)*. Kiev, Publishing House of the State Scientific Research Forensic Centre (SSRFC) of the Ministry of Internal Affairs of Ukraine, 40 (in Ukrainian).
 5. Saraev A. V., Danets S. V., Komov E. A., Volkov Yu. V. (2014) Investigations of Road Accident while Using Modern Information System. *Aktual'nye Napravleniya Nauchnykh Issledovaniy XXI veka: Teoriya i Praktika: Sb. Nauch. Tr.* [Actual Directions of Scientific Research of the XXI Century: Theory and Practice: Collection of Research Papers]. Voronezh, Voronezh State University of Forestry and Technologies, 2 (3–1), 297–306 (in Russian).
 6. Volkov V. P., Saraev O. V., Gritsuk I. V., Gritsuk Yu. V., Danets' S. V. (2017) Application of Intelligent Information System for Monitoring and Forecasting Parameters of Technical Condition while Investigating Circumstances of Road Accidents. *Sb. Nauch. Tr. Gosudarstvennogo Ekonomiko-Tekhnologicheskogo Universiteta Transporta. Seriya: Transportnye Sistemy i Tekhnologii* [Collection of Research Papers, State Economy and Technology University of Transport. Series: Transport Systems and Technologies]. Kiev, SETUT, (30), 73–83 (in Ukrainian).
 7. Danets S. V. (2013) Application of Smart Tools for Investigation of Circumstances Pertaining to Road Traffic Accidents. *Vestnik Khar'kovskogo Natsional'nogo Avtomobil'no-Dorozhnogo Universiteta: Sb. Nauch. Tr. = Bulletin of Kharkiv National Automobile and Highway University: Collection of Research Papers*. Kharkiv, Kharkov National Automobile and Highway University, 61–62, 190–194 (in Ukrainian).
 8. Saraev O. V. (2013) New Technologies for Investigation of Circumstances on Road Traffic Accident. *Vestnik Natsional'nogo Transportnogo Universiteta = Bulletin of the National Transport University*, Kiev, (28), 405–414 (in Ukrainian).
 9. Perlin S. I., Shevtsov S. O., Kucheriavenko O. B., Buriak S. A. (2011) *Systems of Laser Scanning. Recording of Circumstances on Road Traffic Accidents (Datasheet)*. Kharkiv, Scientific Research Forensic Centre Affiliated with Main Department of the Ministry for the Interior of the Ukraine in Kharkiv Province. 44 (in Ukrainian).
 10. Danets S. V. (2014) Application of New Laser Scanning Technologies during Inspection of Road Accident Place. *Kriminalistichnii Visnik* [Criminalistic Bulletin], 2 (22), 166–171 (in Ukrainian).
 11. Danets S. V. (2016) Video Recorders as Source of Output Data for Carrying Out Autotechnical Research. *Kriminalistichnii Visnik* [Criminalistic Bulletin], 2 (26), 160–167 (in Ukrainian).
 12. Turenko A. N., Klimenko V. I., Saraev A. V. (2013) *Autotechnical Expertise. Investigation of Circumstances on Road Traffic Accidents*. Kharkov, Kharkiv National Automobile and Highway University. 320 (in Russian).
 13. Turenko A. N., Saraev O. V. (2015) *Estimation of Vehicle Braking Efficiency while Studying of Road Traffic Accidents*. Kharkov, Kharkiv National Automobile and Highway University. 360 (in Ukrainian).
 14. Volkov V. P. [et al.] (2010) *Improvement of Methods for Auto-Technical Expertise in Road Traffic Accidents*. Kharkov, Kharkiv National Automobile and Highway University. 476 (in Ukrainian).
- Received: 04.04.2018
Accepted: 09.07.2018
Published online: 30.05.2019