ISSN 2518-1653 (online)
vestnik.donntu.org

ДОНЕЦКОГО НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

ВЕСТНИК

№4 (18) 2019 г.

VESTNIK

vestnik.donntu.org



НАУЧНЫЕ ИЗДАНИЯ Донецкого национального технического университета



Международный научно-технический журнал «Вестник Донецкого национального технического университета»

Свидетельство о регистрации СМИ ААА №000133, выдано 27.05.2017 г.
Приказ МОН ДНР № 1144 от 07.11.2017 г. о включении в перечень рецензируемых научных изданий ВАК ДНР
Лицензионный договор с РИНЦ № 425-07/2016 от 14.07.2016 г.

Периодичность – 4 раза в год

Научные направления:
05.02 Машиностроение и машиноведение;
05.05 Транспортное, горное и строительное машиностроение;
05.09 Электротехника;
05.16 Металлургия и материаловедение;
05.17 Химическая технология.

Подробная информация - http://vestnik.donntu.org



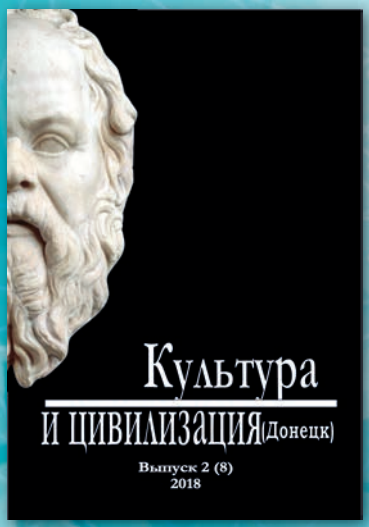
Международный сборник научных трудов «Прогрессивные технологии и системы машиностроения»

Свидетельство о регистрации СМИ ААА №000125 от 20 апреля 2017 г. (сетевое издание)
Свидетельство о регистрации СМИ ААА №000147 от 20 июня 2017 г. (печатное издание)
Приказ МОН ДНР №744 от 24.07.2017 г. о включении в перечень рецензируемых научных изданий ВАК ДНР
Лицензионный договор с РИНЦ № 177-04/2013 от 12.04. 2013 г.

Периодичность – 4 раза в год

Научные направления:
05.02 Машиностроение и машиноведение.

Подробная информация - http://ptsm.donntu.org



Научный журнал «Культура и цивилизация (Донецк)»

Свидетельство о регистрации СМИ ААА №000143 от 20.06.2017 г.
Приказ МОН ДНР №1134 от 01.11.2016 г. о включении в перечень рецензируемых научных изданий ВАК ДНР
Лицензионный договор с РИНЦ № 425-07/2016 от 14.07.2016 г.

Периодичность – 4 раза в год

Научные направления:
09.00 Философские науки;
23.00 Политология.

Подробная информация - http://cic.sgi.donntu.org

Вестник ДонНТУ №4(18)'2019

международный научно-технический журнал

Учредитель и издатель: *ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)*

Главный редактор
Маренич К.Н. (д.т.н., проф.)*

Зам. главного редактора
Булгаков Ю.Ф. (д.т.н., проф.)*

Ответственный секретарь
Сотников А.Л. (д.т.н., доц.)*

Редакционный совет:
Артюх В. Г. (д.т.н., проф.)
Беломеря Н.И. (к.т.н., доц.)*
Бершадский И.А. (д.т.н., проф.)*
Бирюков А.Б. (д.т.н., проф.)*
Бутузова Л.Ф. (д.х.н., проф.)*
Высоцкий Ю.Б. (д.х.н., проф.)*
Горбатко С.В. (к.т.н., доц.)*
Горбатюк С. М. (д.т.н., проф.)*
Дедовец И.Г. (к.т.н., доц.)*
Еронько С.П. (д.т.н., проф.)*
Захаров Н.И. (д.т.н., доц.)*
Ковалев А.П. (д.т.н., проф.)*
Кожевникова И.А. (д.т.н., доц.)
Кондрахин В.П. (д.т.н., проф.)*
Кононенко А.П. (д.т.н., проф.)*
Куренный Э.Г. (д.т.н., проф.)*
Ченцов Н.А. (д.т.н., доц.)*
Шабаев О.Е. (д.т.н., проф.)*
Шаповалов В.В. (д.х.н., проф.)*
Яковченко А.В. (д.т.н., проф.)*
** - штатные сотрудники учредителя*

Адрес: 28301, г. Донецк, ул. Артема, 58
Телефон +380 (62) 301-07-89
Эл. почта: vestnikdonntu@gmail.com
Интернет: vestnik.donntu.org

Вестник ДонНТУ
2019. №4(18)

ISSN 2518-1653 (online)

Издается с января 2016 г.
Периодичность издания: 4 раза в год

Свидетельство
о государственной регистрации
Серия ААА № 000133 от 27.05.2017

За содержание статей и их оригинальность несут ответственность авторы. Мнение редакции может не совпадать с мнением авторов. За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Подписано к печати
по решению Ученого Совета
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет»
Протокол №9 от 27.12.2019

Формат 60×84 1/8. Заказ 1219.
Изд-во «Донецкая политехника», 2019

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

О.И. Павлиненко, Д.А. Власенко, Э.П. Левченко
Обоснование конструктивно-технологических параметров роторной ударной мельницы для производства колотой дроби 3

М.Ю. Ткачев
Совершенствование конструкции и перспективы внедрения системы быстрой смены погружных стаканов слябовой машины непрерывного литья заготовок..... 10

ТРАНСПОРТНОЕ, ГОРНОЕ И СТРОИТЕЛЬНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

В.Г. Гуляев, И.И. Бридун
Пути совершенствования энергомеханической системы привода механизма поворота экскаватора ЭКГ-5А системой виброзащиты и управления ТП-Д..... 18

В.Б. Малеев, Н.И. Скорынин, А.А. Кудрявцев
Автоматизированное управление работой глубоководных установок добычи полезных ископаемых 27

Н.А. Скляров, В.Ф. Шавлак, В.Н. Скляров
Применение металлофторопластовых подшипников как фактор повышения ремонтопригодности роликов ленточных конвейеров 37

О.Е. Шабаев, В.Г. Нечепаев, Е.Ю. Степаненко, П.П. Зинченко
К определению технической производительности очистных комбайнов, работающих в условиях тонких и весьма тонких пологонаклонных пластов 44

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

К.Н. Маренич, И.Я. Чернов, Е.В. Золотарев
Проблемные вопросы применения высоковольтного вакуумного выключателя в конструкции шахтной участковой трансформаторной подстанции 53

МЕТАЛЛУРГИЯ И МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

А.Б. Бирюков, А.Н. Лебедев, П.А. Гнитиѐв
Методика оценки итогового удельного расхода топлива на отопление печи ... 62

Е.А. Руденко, С.В. Закарлюка, С.А. Будаква
Исследование формы концов раската при прокатке с перекосом верхнего валка..... 68

ИНФОРМАЦИЯ

Требования к статьям, направляемым в редакцию 74

Информация об издании

– На страницах журнала публикуются научные статьи фундаментального и прикладного характера, информация о конференциях, семинарах и выставках; освещается деятельность ведущих научно-исследовательских и проектных институтов, промышленных предприятий и коммерческих организаций, технопарков.
– Журнал оказывает информационную поддержку в продвижении на рынок конкурентоспособной наукоемкой продукции, проектов, научно-технических разработок и высоких технологий в различных областях промышленности.
– Журнал распространяется бесплатно в эл. виде посредством сети Интернет; принимает участие в научных конференциях и выставках.
– Журнал включен в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ). Интернет: elibrary.ru
– Журнал включен в перечень рецензируемых научных изданий Высшей аттестационной комиссии (ВАК) ДНР. Интернет: vak.mondnr.ru
– Редакция журнала принимает к публикации и осуществляет рецензирование рукописей статей по химическим и техническим наукам и следующим группам специальностей: 05.02 – Машиностроение и машиноведение; 05.05 – Транспортное, горное и строительное машиностроение; 05.09 – Электротехника; 05.16 – Металлургия и материаловедение; 05.17 – Химическая технология.

VESTNIK DONNTU №4(18)'2019

international scientific-technical journal

Founder and publisher *Donetsk National Technical University (Donetsk)*

Editor-in-chief
Marenych K.N. (Dr. Sci. (Eng.), Prof.)*

Deputy Editor-in-chief
Bulgakov Y.F. (Dr. Sci. (Eng.), Prof.)*

Executive secretary
Sotnikov A.L. (Dr. Sci. (Eng.), Assoc. Prof.)*

Editorial council:
Artyukh V. G. (Dr. Sci. /Eng./, Prof.)
Belomerya N. I. (Cand. Sci. /Eng./, Assoc. Prof.)*
Bershadsky I. A. (Dr. Sci. /Eng./, Prof.)*
Biryukov A.B. (Dr. Sci. /Eng./, Prof.)*
Butuzova L.F. (Dr. Sci. (Chem.), Prof.)*
Vysotsky Y.B. (Dr. Sci. (Chem.), Prof.)*
Gorbatko S. V. (Cand. Sci. /Eng./, Assoc. Prof.)*
Gorbatyuk S. M. (Dr. Sci. /Eng./, Prof.)
Dedovets I.G. (Cand. Sci. /Eng./, Assoc. Prof.)*
Eron'ko S.P. (Dr. Sci. /Eng./, Prof.)*
Zaharov N. I. (Dr. Sci. /Eng./, Assoc. Prof.)*
Kovalev A.P. (Dr. Sci. /Eng./, Prof.)*
Kozhevnikova I. A. (Dr. Sci. /Eng./, Assoc. Prof.)
Kondrahin V.P. (Dr. Sci. /Eng./, Prof.)*
Kononenko A.P. (Dr. Sci. /Eng./, Prof.)*
Kurennyiy E. G. (Dr. Sci. /Eng./, Prof.)*
Chentsov N. A. (Dr. Sci. /Eng./, Assoc. Prof.)*
Shabayev O.E. (Dr. Sci. /Eng./, Prof.)*
Shapovalov V.V. (Dr. Sci. /Chem./, Prof.)*
Yakovchenko A.V. (Dr. Sci. /Chem./, Prof.)*
** - staff members of the founder*

Address: 283001, Donetsk, 58, Artema St.
Phone +380 (62) 301-07-89
E-mail: vestnikdonntu@gmail.com
Internet: vestnik.donntu.org

Vestnik DonNTU
2019. No.4(18)

ISSN 2518-1653 (online)

Published since January, 2016
Publication frequency: 4 times a year

Certificate of State Registration
Series AAA No. 000133
dated 27.05.2017

The content and originality of the articles is the author's responsibility. The editorial opinion may not necessarily represent the views of the authors.
The content of advertising material is the advertiser's responsibility.

Subscribed to print
on the recommendation
of the Academic Council
Donetsk National Technical University
Protocol No.9 dated 27.12.2019

Format 60×84$^{1/8}$. Order 1219
Publishing house
"Donetsk Polytechnic", 2019

CONTENTS

ENGINEERING AND ENGINEERING SCIENCE

O.I. Pavlinenko, D.A. Vlasenko, E.P. Levchenko
Substantiation of design and technological parameters of the rotary impact mill for the crushed shot production 3

M.Yu. Tkachev
Development experience and prospects of introduction of the system of fast change of the submerged nozzles of a slab continuous casting machine 10

TRANSPORT, MINING AND CONSTRUCTION ENGINEERING

V.G. Gulyaev, I.I. Bridun
Improving the power-mechanical drive system of turn mechanism of excavator EKG-5A by the vibroprotection and control system "Thyristor Converter-DC motor" 18

V.B. Maleev, N.I. Scorynin, A.A. Kudryavtsev
Automated operation management of deep-water minerals mining installations 27

N.A. Sklyarov, V.F. Shavlak, V.N. Sklyarov
Application of metal-fluoroplastic bearings as a factor of increasing maintainability of belt conveyor rollers 37

O.E. Shabaev, V.G. Nechepaev, E.Yu. Stepanenko, P.P. Zinchenko
To the definition of performance of shearers working in the conditions of thin and very thin half-horizontal layers 44

ELECTRICAL ENGINEERING

K.N. Marenich, I.Ya. Chernov, E.V. Zolotarev
Problematic issues of application of high-voltage vacuum circuit breaker in the mine transformer substation design 53

METALLURGY AND MATERIALS SCIENCE

A.B. Biryukov, A.N. Lebedev, P.A. Gnitiev
Method of estimation of final specific fuel consumption for heating the furnace 62

E.A. Rudenko, S.V. Zakarlyuka, S.A. Budakva
Study of the workpiece ends shape when rolling with skewing upper roll 68

INFORMATION

Requirements for the papers submitted to the Editorial office 74

Publication Information

– The journal publishes research papers of fundamental and applied nature, information on conferences, seminars and exhibitions. It covers the activities of the leading research and design institutes, industrial and commercial companies and technology parks.
– The journal provides information support for the marketing of competitive high-tech products, projects, scientific and technical developments and high technologies in various fields of industry.
– The journal is distributed free of charge in electronic format via the Internet. It provides informational support and participates in International scientific conferences and exhibitions.
– The journal is included into the Russian Index of Science Citation (RISC). Internet: elibrary.ru
– The journal is included in the list of peer-reviewed scientific publications of the Higher Attestation Commission (VAK) of the DPR. Internet: vak.mondnr.ru
– The editorial accepts for publication and reviews manuscripts on chemical and technical sciences, and the following groups of specialties: 05.02 – Engineering and engineering science; 05.05 – Transport, mining and construction engineering; 05.09 – Electrical engineering; 05.16 – Metallurgy and materials science; 05.17 – Chemical technology.

УДК 621.926.9

О.И. Павлиненко, Д.А. Власенко, Э.П. Левченко /к.т.н./
ГОУ ВПО «Донбасский государственный технический университет» (Алчевск)

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РОТОРНОЙ УДАРНОЙ МЕЛЬНИЦЫ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА КОЛОТОЙ ДРОБИ

На основании второго закона Ньютона проведено аналитическое исследование динамики движения рабочих органов ударной роторной мельницы для производства стальной колотой дроби. Обоснованы зависимости расстояния, пройденного молотом, и его скорости при контактном взаимодействии со слоем дроби. В результате предложены конструктивные и технико-эксплуатационные параметры мельницы для дробления стальной сферической дроби.

Ключевые слова: *ударная мельница, стальная дробь, ротор, молот, конструктивно-технологические параметры.*

Постановка проблемы

Область применения сферической стальной колотой дроби довольно широка. Машиностроение и металлургия, авиа- и автомобилестроение, прочие сферы промышленности активно используют этот материал для дробеструйной и дробеметной обработки.

Однако при изготовлении колотой дроби возникает потребность в усовершенствовании существующих процессов дробления и обосновании параметров дробильной машины с целью повышения эффективности процесса и качества продукции, а также снижения стоимости производства стальной колотой дроби.

Анализ последних исследований и публикаций

Дробь стальная колотая остроугольная производится путем дробления литой стальной дроби с применением определенных технологий в специальных дробильных машинах. Для этого в основном используются шаровые мельницы или валковые дробилки [1,2]. Однако они имеют ряд недостатков, таких как переизмельчение дробимого продукта по причине многократного ударного нагружения шарами, низкая производительность валковых дробилок и, вследствие этого, высокая энергоемкость процессов [3,4]. Таким образом, применение новых, усовершенствованных или основанных на ином способе разрушения материала [5] типов или конструкций дробильно-измельчительных машин позволит повысить эффективность процесса дробления стальной дроби.

Цель (задачи) исследования

Целью настоящей работы является обоснование конструктивно-технологических параметров ударной роторной мельницы и обеспечение повышения ее эффективности при производстве стальной колотой дроби на основе предложенной математической модели контактного взаимодействия ударного элемента дробильной машины с дробью и динамики основных рабочих органов в рабочем пространстве мельницы [6].

Основной материал исследования

Для исключения недостатков при изготовлении колотой дроби в шаровых мельницах и валковых дробилках рекомендуется использовать в качестве способа разрушения сырья стесненный прямой центральный удар молотом. Такой принцип наложения разрушающей нагрузки исключает переизмельчение дробимого материала, снижает энергозатраты [3,6], вследствие чего повышается эффективность всего процесса дробления. Для реализации этого метода рекомендуется использовать ударную роторную дробилку с подвижными молотами (рис. 1), состоящую из корпуса, ротора и ударных элементов (молотов), перемещающихся в направляющих, расположенных в валу ротора.

Для математического моделирования рассматриваемой ударной роторной мельницы изначально необходимо определить технические требования для раскалывания дроби стесненным ударом [6]: массу молота и его скорость при ударном контакте с дробью по методике, предложенной в работе [7]. Затем на основании полученных результатов необходимо определить основные параметры ударной мельницы – конструктивные размеры (радиус внешнего и внутреннего положения молота), а также технологические и энергосиловые параметры дробильной машины – угловую скорость вращения ротора, скорость ударного контакта, количество рядов молотов, производительность мельницы.

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

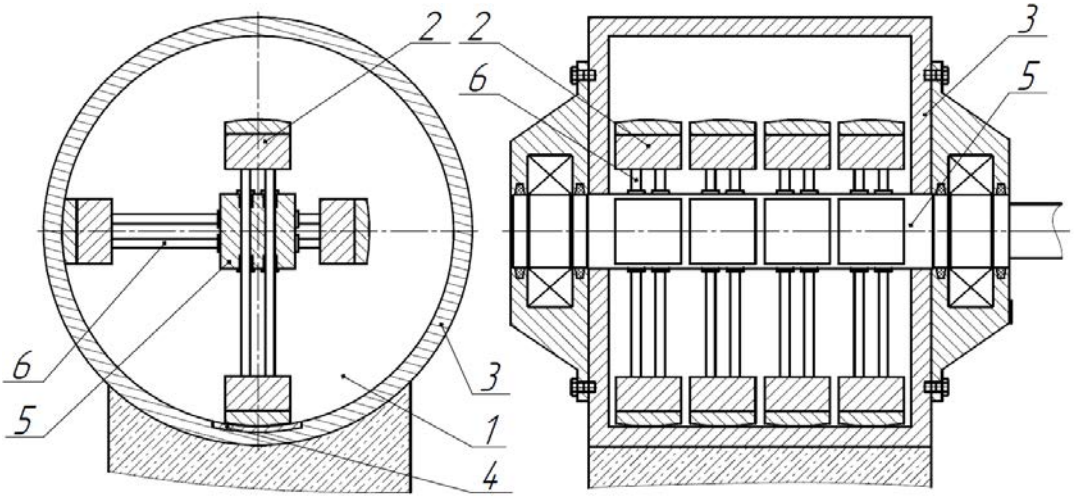


Рис. 1. Схема ударной роторной мельницы:
1 – рабочая камера мельницы; *2* – молот; *3* – корпус мельницы;
4 – зона ударного раскалывания дроби; *5* – ротор; *6* – шток молота

Для определения основных параметров математической модели ударной мельницы приняты следующие допущения:

– при относительном движении молота принимаем, что происходит сухое трение; влиянием изменения скорости движения штоков по направляющим на коэффициент трения пренебрегаем;

– массу штока принимаем равной нулю;

– при ударном контакте молотов со слоем дроби отсутствует относительное движение (скольжение) по поверхности дробимого материала.

В первую очередь необходимо обосновать значение требуемой массовой производительности ударной роторной мельницы при реализации гарантированного разрушения (раскалывания) материала при одиночном ударном взаимодействии молота с необходимым количеством дробимого материала $N_{др}$, которое определяется по следующей зависимости:

$$N_{др} = \frac{3M_д}{120\pi\rho d^3 n_р N_{уд}}, \qquad (1)$$

где $M_д$ – массовая производительность ударной мельницы, т/ч; ρ – плотность дробимого материала, т/м^3; d – средний диаметр дробинок, м; $n_р$ – число оборотов ротора, об/мин; $N_{уд}$ – число молотов на роторе, шт.

Затем определяем следующие параметры ударного взаимодействия молота с дробью, необходимые для обеспечения условий гарантированного разрушения дробимого материала, – рабочие радиусы вращения молотов в их верхнем R и нижнем r положениях относительно центра вращения ротора. Для этого используем закономерности, полученные в работе [7], с учетом результатов, полученных в зависимости (1).

Для наибольшей эффективности процесса раскалывания дроби необходимо реализовать удар молота по слою дроби в нижней части корпуса мельницы – в рабочей зоне раскалывания (см. рис. 1), где скорость стесненного движения молота совпадает с направлением силы удара. Для обеспечения этого условия следует определить необходимую угловую скорость вращения ротора.

Рассмотрим одновременное вращательное движение ротора мельницы относительно центра вращения и поступательное движение одного молота относительно поверхности направляющих.

Из анализа кинематики и динамики системы ротор – шток – молоты на примере расчетной схемы участка ротора ударной мельницы, представленной на рис. 2, видно, что для создания прямого центрального удара, обеспечивающего наибольшую эффективность разрушения материала, необходимо, чтобы соударение молота происходило со слоем дроби, находящейся в нижнем секторе корпуса мельницы (рис. 2, сектор А), так как в этом случае направление всех сил, проходящих через центр тяжести молота, совпадает с направлением его скорости. Выполнение этого условия при постоянных геометрических характеристиках мельницы зависит от следующих параметров:

– угловой скорости вращения вала ротора ω, с$^{-1}$;

– динамического коэффициента трения скольжения материала штока молота по материалу направляющих вала ротора f_1.

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

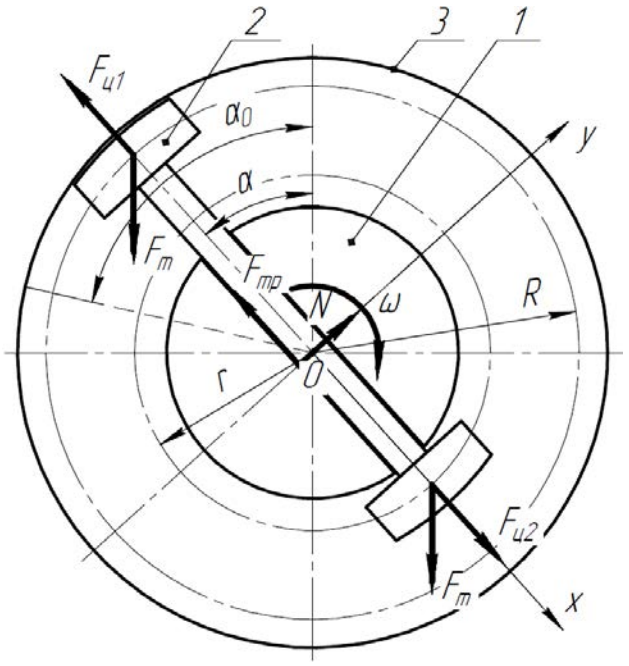


Рис. 2. Расчетная схема для определения основных параметров движения ударных элементов роторной мельницы:
1 – ротор; *2* – молот; *3* – рабочая поверхность корпуса мельницы; *4* – шток молота

Для обоснования основных конструктивно-технологических параметров мельницы необходимо определить угловую скорость вращения ротора и материал направляющих (его коэффициент трения), обеспечивающие необходимое условие контактного взаимодействия молота в нижней (центральной) зоне рабочего пространства (рабочей поверхности) мельницы. На основании этого определится линейная скорость, при которой произойдет ударный контакт рабочего органа с материалом.

В процессе относительного перемещения молота по направляющим вала ротора на него действуют следующие силы и реакции: центробежные силы молотов $F_{ц1}$ и $F_{ц2}$, сила кинетического трения скольжения штока в направляющих ротора $F_{тр}$, определяемая силой нормальной реакции от веса молота N и силы тяжести молота F_m (см. рис. 2).

Для математического обоснования мельницы воспользуемся дифференциальным законом механического движения тел (2-й закон Ньютона) [8]. Векторная форма уравнения динамики ударных элементов относительно вала ротора при их сложном движении в подвижной системе координат xOy запишется как:

$$2m_м\bar{a} = \bar{F}_{ц1} + \bar{F}_{ц2} + \bar{F}_{тр} + 2\bar{F}_m, \qquad (2)$$

где $\bar{a}$ – ускорение при поступательном движении ударных элементов относительно направляющих вала ротора, м/с^2; $\bar{F}_{ц1}$ – центробежная сила молота, находящегося в верхнем положении, Н; $\bar{F}_{ц2}$ – центробежная сила молота, находящегося в нижнем положении, Н; $\bar{F}_{тр}$ – сила трения, возникающая при скольжении штока ударного элемента по поверхности направляющих ротора, Н; $\bar{F}_m$ – сила тяжести ударных элементов, Н.

В первую очередь определим положение (угол поворота при вращении) ротора, при котором начнется движение (скольжение) ударного элемента относительно отверстия вала ротора.

Для этого рассмотрим систему в состоянии относительного покоя (то есть молот не перемещается относительно направляющих ротора).

Зависимость (2) в проекции векторов сил на подвижные координатные оси x, y при сохранении в первом приближении зависимости для определения силы трения от величины силы нормальной реакции от веса молотов со штоком будет определяться как $F_{тр}=f_1N$, а с учетом того, что $\bar{F}_{ц1} = m_м\omega^2 R$, $\bar{F}_{ц2} = m_м\omega^2 r$, $\bar{F}_m = m_м g$, и при отсутствии ускорения движения молота $\ddot{y}$=0, зависимость (2) дает окончательное уравнение равновесия системы молот-шток-ротор в проекции на подвижную ось x.

Решение данного уравнения в условиях состояния покоя механической системы относительно угла α дает следующее выражение для определения угла положения ротора относительно горизонтальной оси, при котором начинается относительное движение штока ударного элемента в направляющих при вращательном движении ротора α_0:

$$\alpha_0 = 2\arctan\left(\frac{\sqrt{4g^2(1+f_1^2) - \omega^4(R-r)^2} - 2g}{2f_1 g + \omega^2(r-R)}\right). \qquad (3)$$

Для определения основных параметров движения молота (зависимости расстояния, пройденного молотом, и его линейной скорости относительно оси вращения ротора от времени) рассмотрим выражение (2) в проекциях векторов сил на подвижные оси x, y (см. рис. 2), связанные с осью молота, в процессе вращения ротора при начальном значении угла поворота ротора $\alpha=\alpha_0$.

С учетом того, что угол между подвижной осью x и направлением вектора силы тяжести $\alpha'=\alpha_0+\alpha$ ($\alpha=\omega t$ – угол поворота ротора за определенное время, рад., t – время движения, с), выражение (2) дает окончательное дифференциальное уравнение относительного движения мо-

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

лота по поверхности направляющих ротора (с учетом центробежной силы, возникающей при вращении системы) [9]:

$$2\ddot{x} = \omega^2 (r - R + 2x) + 2g\sin(\alpha_0 + \omega t) - \\ - 2f_1 g\cos(\alpha_0 + \omega t), \quad (4)$$

где $\ddot{x}$ – вторая производная от пройденного расстояния молотом по времени (ускорение).

Данное уравнение является линейным неоднородным дифференциальным уравнением второго порядка с постоянными коэффициентами. Стандартная процедура решения такого типа дифференциальных уравнений [10] (при заданных начальных условиях t=0: $x(0)$=0, $\dot{x}(0)$=0) дает следующий результат:

$$x(t) = \frac{R-r}{2} - \\ - \frac{g(\sin(\alpha_0 + \omega t) - f_1\cos(\alpha_0 + \omega t))}{2\omega^2} + \\ + \frac{e^{\omega t}\left[\omega^2(r-R) + g(\cos(\alpha_0)(1-f_1) + \sin(\alpha_0)(1+f_1))\right]}{4\omega^2} - \\ - \frac{e^{-\omega t}\left[\omega^2(R-r) + g(\cos(\alpha_0)(1+f_1) - \sin(\alpha_0)(1-f_1))\right]}{4\omega^2}. \quad (5)$$

При этом скорость поступательного движения ударного элемента подчиняется следующей зависимости от времени:

$$V(t) = \dot{x}(t) = -\frac{g(\cos(\alpha_0 + \omega t) + \sin(\alpha_0 - \omega t)f_1)}{2\omega} + \\ + \frac{e^{\omega t}\left[\omega^2(r-R) + g(\cos(\alpha_0)(1-f_1) + \sin(\alpha_0)(1+f_1))\right]}{4\omega} - \\ - \frac{e^{-\omega t}\left[\omega^2(R-r) - g(\cos(\alpha_0)(1+f_1) - \sin(\alpha_0)(1-f_1))\right]}{4\omega}. \quad (6)$$

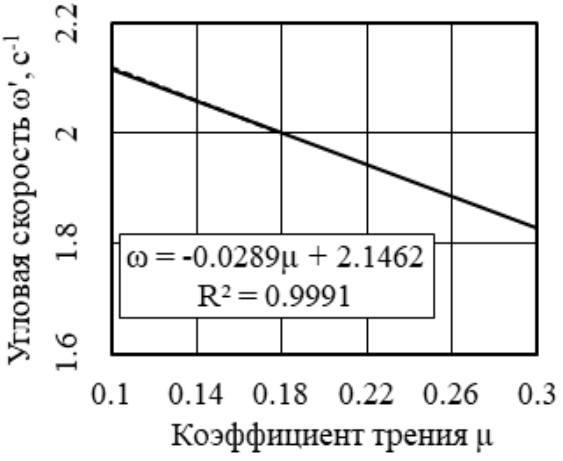
Решение уравнений (3), (5) и (6) численными методами позволяет описать законы движения молота по направляющим в зависимости от угловой скорости вращения ротора ω и различных коэффициентов трения при сочетании пар материалов рабочих органов: сталь по бронзе f_1=0,12; сталь по стали f_1=0,15; сталь по чугуну f_1=0,3. При проведении математических расчетов основных параметров мельницы использовались следующие ее технико-эксплуатационные характеристики: угловая скорость вращения ротора принималась в диапазоне 1,6…2,2 с$^{-1}$; рабочие радиусы вращения молотов в их верхнем и нижнем положениях относительно центра вращения ротора – R=1,05 м и r=0,3 м соответственно.

В зависимости от заданных геометрических характеристик ударной мельницы, от которых зависит расстояние, преодолеваемое молотом от верхнего до нижнего его положения относительно центра вращения ротора, при решении численными методами системы уравнений, состоящей из зависимостей (3) и (5), определяется необходимая угловая скорость вращения ротора для обеспечения ударного контакта в требуемом секторе рабочей поверхности корпуса дробилки ω'.

В первую очередь для этого необходимо найти угол положения ротора, при котором начинается движение штока ударного элемента мельницы относительно направляющих α_0, и угловую скорость вращения, требуемую для обеспечения ударного контакта молота со слоем дроби в секторе А (см. рис. 2), при определенном коэффициенте трения f_1, графические зависимости которых представлены на рис. 3.



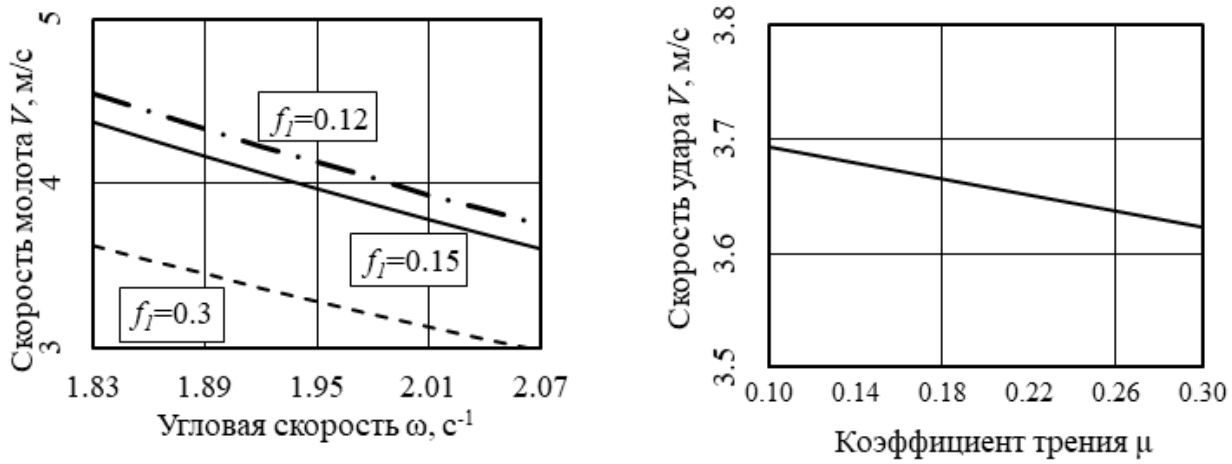
а



б

Рис. 3. Зависимости угла положения ротора α_0 от его угловой скорости вращения и требуемой угловой скорости вращения ротора от коэффициента трения:
а – зависимости угла α_0 от угловой скорости;
б – зависимость необходимой угловой скорости ω' от коэффициента трения

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org



а б

Рис. 4. Графические зависимости скорости ударного контакта молота с дробью: *а* – зависимости скорости молота от угловой скорости ротора; *б* – зависимость скорости молота в зоне контакта с дробью от угловой скорости и коэффициента трения

Табл. 1. Конструктивно-технологические параметры ударной роторной мельницы

№ п/п	Параметр	Материал направляющих		
		Бронза	Сталь	Чугун
1	Коэффициент трения молота по направляющим	0,12	0,15	0,3
2	Радиус внешнего положения молота, м	1,05		
3	Радиус внутреннего положения молота, м	0,3		
4	Угловое положение ротора, α_0, рад	0,25	0,28	0,42
5	Рекомендуемая угловая скорость вращения ротора, с$^{-1}$	2,07	2,04	1,83
6	Расчетная скорость ударного контакта, м/с	3,69	3,67	3,62
7	Количество ударных элементов, шт.	4		
8	Предполагаемая производительность мельницы, т/ч	1,05	1	0,9

На рис. 4 отображены графики зависимости линейных скоростей, при которых происходит ударное взаимодействие молота с дробью в зоне контакта, от угловой скорости при различных коэффициентах трения (рис. 4а) и графическая зависимость, отображающая функцию линейной скорости удара молота (сектор А) (рис. 4б) от коэффициента трения, сочетание которых гарантирует условие ударного контакта в требуемом секторе.

Из анализа графиков на рис. 3 и 4 видно, что коэффициент трения материалов существенно влияет на угол положения ротора, при котором начинается относительное движение молота по направляющим. При увеличении угла во время вращения ротора, α_0, уменьшается время, необходимое для обеспечения перемещения молота в необходимый сектор ударного контакта, что требует уменьшения скорости вращения ротора, приводящего к снижению массовой производительности мельницы. При этом исследования показали, что сопоставление требуемых значений коэффициентов трения материалов штока и направляющих, а также угловых скоростей вращения ротора, обеспечивающих условие удара молота по дроби в необходимом секторе корпуса, фактически не сказывается на линейной скорости ударного взаимодействия молота и дроби.

Полученные результаты математического моделирования рабочего процесса взаимодействия и движения основных рабочих органов ударной роторной мельницы, предназначенной для производственного дробления сферической стальной дроби, в виде рекомендуемых для нее конструктивно-технологических и технико-эксплуатационных параметров при использовании стальных штоков молотов и направляющих, изготовленных из различных материалов, представлены в табл. 1.

Выводы

Получена математическая модель движения ударных элементов и ротора, позволяющая обосновать наибольшую эффективность процесса дробления сферической стальной дроби в ударной мельнице.

Определены зависимости угловой скорости вращения ротора и линейной скорости молота при соударении с дробью, характеризующие основные параметры процесса дробления материала.

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Предложены конструктивно-технологические параметры ударной роторной мельницы при использовании различных сочетаний материалов основных рабочих органов для рационального их применения в дробильной машине.

Результаты исследований могут использоваться при обосновании основных конструктивных параметров экспериментальной дробильной установки для подтверждения адекватности математической модели процесса дробления материала при проведении экспериментальных исследований, а в дальнейшем – как рекомендации при определении технико-эксплуатационных характеристик ударной роторной мельницы с подвижными молотами для внедрения в производство стальной колотой дроби.

Список литературы

1. Subba Rao, D.V. Minerals and Coal Process Calculations. – London: Taylor & Francis Group, 2016. – 354 p.
2. Treatise on Process Metallurgy, Vol. 3: Industrial Processes / Editor-in-Chief S. Seetharaman. – Elsevier, 2014. – 1751 p.
3. Павлиненко, О.И. Анализ возможности использования существующих технических средств для получения стальной колотой дроби / О.И. Павлиненко, Э.П. Левченко, В.Г. Чебан // Вестник ДонНТУ, 2016. – №4 (3). – С. 38-44.
4. Lynch, Alban J. The History of Grinding / Alban J. Lynch, Chester A. Rowland. – Littleton: SME, 2005. – 209 p.
5. Власенко, Д.А. Комплексный анализ особенностей эксплуатации дробильно-измельчительного оборудования в агломерационном производстве / Инновационные перспективы Донбасса: материалы 5-й Международной научно-практической конференции. Т.3. Инновационные технологии проектирования, изготовления и эксплуатации промышленных машин и агрегатов, г. Донецк, 21-23 мая 2019 г. – Донецк, 2019. – С. 150-154.
6. Оборудование для переработки сыпучих материалов: учебное пособие / В.Я. Борщев [и др.]. – М.: Машиностроение, 2006. – 208 с.
7. Павлиненко, О.И. Аналитические приемы обоснования основных параметров процесса раскалывания стальной дроби стесненным ударом / О.И. Павлиненко, Э.П. Левченко, Д.А. Власенко // Сб. науч. тр. ДонГТУ. – Алчевск: ДонГТУ, 2019. – №15(58). – С. 106-112.
8. Медведев, Б.В. Начала теоретической физики. Механика, теория поля, элементы квантовой механики. – М.: Физматлит, 2007. – 38 с.
9. Павлиненко, О.И. Процесс разрушения стальной дроби центральным стесненным ударом / О.И. Павлиненко, Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // Инновационные перспективы Донбасса: материалы 5-й Международной научно-практической конференции. Т.3. Инновационные технологии проектирования, изготовления и эксплуатации промышленных машин и агрегатов, г. Донецк, 21-23 мая 2019 г. – Донецк, 2019. – С. 104-108.
10. Демидович, В.П., Моденов, В.П. Дифференциальные уравнения. – СПб.: Лань, 2008. – 288 с.

O.I. Pavlinenko, D.A. Vlasenko, E.P. Levchenko /Cand. Sci. (Eng.)/
Donbass State Technical University (Alchevsk)

SUBSTANTIATION OF DESIGN AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF THE ROTARY IMPACT MILL FOR THE CRUSHED SHOT PRODUCTION

Background. *The process of splitting steel spherical shot is quite energy-intensive. Besides, the physical and technical characteristics of the finished product are subject to high requirements. This fact determines the importance of studying and improving these processes to reduce energy costs and the quality of steel shot.*

Materials and/or methods*. The mathematical model is based on the application of the main parameters of the dynamics of the rotor-hammer system under constrained impact in the impact mill and the solution of the Hertz Contact Theory. The objective of this work is the substantiation of constructive-technological parameters of the impact rotary mill and increasing its efficiency in the production of steel crushed shot based on the proposed mathematical model of contact interaction of the impactor crushing machine with small shot, and the dynamics of the central working bodies in the working space of the crushing machine.*

Results*. A mathematical model of the complex motion of the impact elements and the rotor is developed, which allows substantiating the highest efficiency of the process of crushing spherical steel shot in the impact mill with a combination of different materials of the working bodies. The dependences of*

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

the angular rotation velocity of the rotor and the linear speed of the hammer at impact with the shot, characterising the main parameters of the crushing the material process in the impact mill, are determined. The design and technical parameters of the impact rotary mill with the use of different combinations of materials of the main working bodies for their rational application in the crushing machine are proposed.

***Conclusion**. The perspective direction of the increase of efficiency of the process of splitting of steel spherical shot, from the rise of operational characteristics of crushing machines, is the realisation of the direct central constrained blow at the superimposition of loadings on crushed material in a shock mill. The research results can be used to substantiate the basic design and technological parameters of the experimental crushing plant to confirm the adequacy of the mathematical model for the material crushing process during experimental studies, and in the future - as recommendations in determining the technical and operational characteristics of the impact rotary mill with movable hammers for introduction into the production of steel crushed shot.*

***Keywords:** impact mill, steel shot, rotor, hammer, structural and technological parameters.*

Сведения об авторах

О.И. Павлиненко
Телефон: +380 (72) 106-98-30
Эл. почта: olia.pavlinenko@yandex.ua

Э.П. Левченко
SPIN-код: 8607-5905
Телефон: +380 (72) 154-74-30
Эл. почта: levchenckoeduard@yandex.ua

Д.А. Власенко
SPIN-код: 6296-2040
Телефон: +380 (72) 112-82-33
Эл. почта: vlasdmitrij@yandex.ru

Статья поступила 30.10.2019 г.
© О.И. Павлиненко, Д.А. Власенко, Э.П. Левченко, 2019
Рецензент д.т.н., доц. Н.А. Ченцов



ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

УДК 669.02/.09

М.Ю. Ткачев /к.т.н./
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПЕРСПЕКТИВЫ ВНЕДРЕНИЯ СИСТЕМЫ БЫСТРОЙ СМЕНЫ ПОГРУЖНЫХ СТАКАНОВ СЛЯБОВОЙ МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ЛИТЬЯ ЗАГОТОВОК

На основании анализа преимуществ и недостатков известных отечественных и зарубежных конструкций систем быстрой смены погружных огнеупорных стаканов слябовых машин непрерывного литья заготовок предложено и запатентовано новое решение, использование которого позволяет автоматизировать технологическую операцию, сократить ее продолжительность и исключить образование некондиционной заготовки, формирующейся в этот период времени в кристаллизаторе. Работоспособность системы подтверждена в процессе испытаний физической модели.

Ключевые слова: *машина непрерывного литья заготовок, погружной огнеупорный стакан, промежуточный ковш, разливочное устройство, манипулятор.*

Постановка проблемы

Погружные огнеупорные стаканы, экранирующие струю непрерывно разливаемой стали от окисления атмосферным кислородом на участке промежуточный ковш – кристаллизатор слябовой машины непрерывного литья заготовок (МНЛЗ), подвержены влиянию комплекса физико-химических факторов, что приводит к их преждевременному выходу из строя по ряду причин:

– зарастания внутренних полостей тугоплавкими отложениями [1];

– эрозийного разрушения поверхности огнеупора в зоне шлакового пояса [2];

– растрескивания тела стакана по причине теплового удара, а также из-за необоснованно завышенного значения усилия его прижатия к сталевыпускному стакану [2].

В процессе производства данного вида огнеупоров применяют различные приемы, повышающие стойкость и срок службы стаканов в ходе эксплуатации. К ним относятся: нанесение специальных покрытий, установка вставок из циркония в зоне шлакового пояса, разработка особых конструкций изделия и т.д. Однако на практике полного устранения негативного влияния перечисленных процессов не удалось достичь.

В настоящее время срок службы кварцевых стаканов составляет 2,5…3 плавки, а при использовании корундографитовых огнеупоров с цирконовыми вставками – 8…10 плавок. До недавнего времени операцию по смене вышедшего из строя погружного стакана проводили с помощью ручного манипулятора при кратковременном перекрытии выпускного отверстия сталевыпускного стакана промежуточного ковша стопором-моноблоком или с использованием шиберного затвора, что вызывало необходимость снижения скорости разливки и приводило к формированию так называемого «пояса» (пережима) на слитке. Сегодня замена погружных стаканов на отечественных и зарубежных предприятиях, как правило, выполняется с применением силового гидроцилиндра, осуществляющего смену без прекращения разливки. Однако длительное нахождение нового и отработанного погружных стаканов в кристаллизаторе, обусловленное тем, что подача первого и уборка второго проводится вручную, влечет нарушение гидродинамики потоков расплава в нем, а это приводит к снижению качества заготовки и выхода годного [3…6]. На некоторых заводах были предприняты попытки механизации операции, но ожидаемого эффекта эти мероприятия не принесли, поскольку эксплуатация конструкций специальных захватных устройств с ручным приводом вынуждает рабочих находиться в стесненных условиях с повышенной температурой воздуха окружающей среды. Длительность операции зависит при этом от их навыков и оперативности взаимодействия. Таким образом, задача механизации и автоматизации операции замены погружного стакана слябовой МНЛЗ является до настоящего времени полностью не решенной и актуальной.

Анализ последних исследований и публикаций

Анализ результатов проведенного патентного поиска и литературного обзора свидетель-

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

ствует о том, что используемые для замены погружного стакана устройства (силовой гидроцилиндр; разливочное устройство промежуточного ковша, непосредственно удерживающее защитный огнеупор во время разливки и смены; специальные захватные приспособления, манипуляторы), применяются и работают автономно в строгой последовательности. Более того, большинству из них присущи существенные недостатки (табл. 1), приводящие к необоснованному увеличению временных и материальных затрат в процессе технического обслуживания и ремонта.

Таким образом, приведенные данные свидетельствуют о том, что ни зарубежным, ни отечественным ведущим разработчикам и производителям металлургического оборудования не удалось до настоящего времени удовлетворительно разрешить задачу автоматизации замены погружного стакана слябовой МНЛЗ.

Цель (задачи) исследования

Целью настоящей работы является обобщение опыта разработки перспективной с точки зрения внедрения системы быстрой смены погружных стаканов слябовой МНЛЗ, обеспечивающей механизацию всех выполняемых при этом операций.

Основной материал исследования

С целью устранения необходимости привлечения рабочих в количестве трех человек (рис. 1) для выполнения технологической операции замены изношенного погружного стакана (рис. 2), а также ее автоматизации, сотрудниками ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (ДНР) и ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС» (РФ) была разработана и запатентована конструкция специального манипулятора (рис. 3) [15].

Манипулятор стационарно располагается на разливочной площадке МНЛЗ с боку промежуточного ковша 26, тем самым не создавая помех для переведения его из рабочей позиции в резервную. Его основными компонентами являются механизм подачи нового погружного стакана 6; переталкивающее устройство, осуществляющее благодаря наличию гидроцилиндра 10 смену огнеупоров в течение 0,2…0,3 с без прекращения разливки; механизм уборки изношенного погружного стакана 27; механизм настройки положения основания (базы) 2 манипулятора и, следовательно, его захватных устройств 11 и 29 относительно главной оси разливки в системе координат x, y, z.

Механизм настройки положения основания 2 обеспечивает его перемещение вдоль трех взаимно перпендикулярных осей относительно стационарно размещенной на разливочной площадке МНЛЗ рамы манипулятора. Причем для перемещения в горизонтальной плоскости служат два винтовых механизма, приводимых в действие вручную с помощью маховичков 3 и 5, а движение основания в направлении вертикальной оси вдоль фиксирующих направляющих стоек 23 обеспечено с помощью мотор-редуктора 24, конической зубчатой пары и винтовой передачи. Мотор-редуктор 24 имеет систему управления с обратной связью и датчиком положения промежуточного ковша 26, который на несколько сантиметров приподнимается в процессе разливки для продления срока службы погружного стакана, подверженного эрозии в зоне шлакового пояса.

Табл. 1. Устройства, применяющиеся при замене погружных стаканов

Разработчик (фирма, организация)		Недостатки
Vesuvius Group SA (Бельгия) [7]		Необходимость прекращения разливки на время проведения операции
НПО «Доникс» (Украина) [8]		Несоответствие условиям разливки на двухручьевых МНЛЗ, так как манипулятор является помехой для самоходной тележки промежуточного ковша
Кафедра «Механическое оборудование заводов чѐрной металлургии» (МОЗЧМ) ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет»	[9]	
	[10]	Отсутствие механизированной уборки изношенного стакана. Неприспособленность конструкции к изменению положения промежуточного ковша
Yoohan Prec CO LTD (Корея) [11]		Необходимость наличия большого количества свободного места на разливочной площадке и непосредственного присутствия оператора
Sumitomo Heavy Industries (Япония) [12]		Ручной привод
Posco (Корея) [13]		Избыточное количество приводов
Конструкция инженера С.Дж. Кнапика (Бельгия) [14]		Нерациональные компоновочная схема и габаритные размеры

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org



а



б

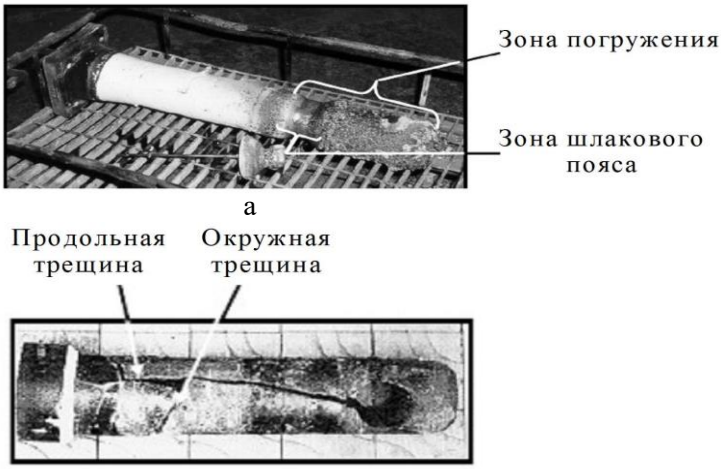


в

Рис. 1. Замена погружного стакана слябовой МНЛЗ на зарубежных предприятиях:
а – с использованием манипулятора с ручным приводом; *б* – доставка предварительно разогретого стакана на специальной тележке; *в* – ручная установка нового огнеупорного стакана в разливочное устройство промежуточного ковша



а



в

Рис. 2. Характерные причины преждевременного выхода из строя погружных стаканов:
а – зарастание выпускных отверстий тугоплавкими отложениями;
б – эрозийный износ в зоне шлакового пояса; *в* – растрескивание стакана

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

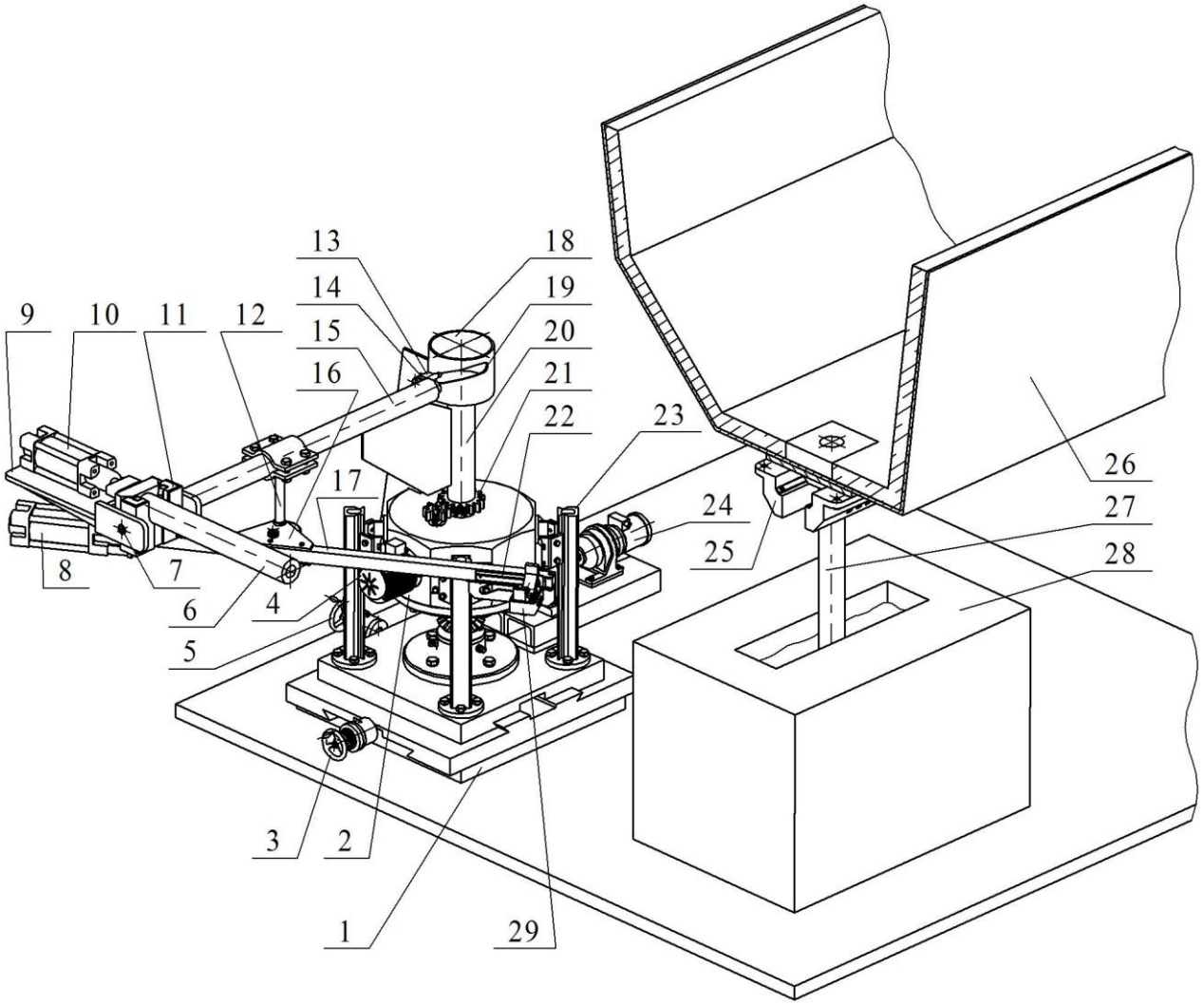


Рис. 3. Новая конструкция манипулятора для замены погружного стакана на слябовой МНЛЗ

Механизм подачи нового погружного стакана 6 к направляющим разливочного устройства 25, установленного на днище промежуточного ковша 26, включает в себя поворотную колонну 20, снабженную зубчатым венцом 21 и жестко соединенную с пустотелой консолью 15. Внутри консоли расположен трансмиссионный вал, соединенный с одной стороны с захватным устройством 11, а с другой – с рычагом 14, несущим ролик 13, размещенный в профилированном пазу 19 верхней неподвижной подшипниковой опоры 18 колонны 20. Механизм приводится в движение мотор-редуктором 4. Заведение нового погружного стакана в полость кристаллизатора 28 осуществляется по сложной траектории, являющейся результатом перемещений в пространстве захватного устройства 11 (абсолютного в горизонтальной плоскости – во время вращения колонны и консоли относительно неподвижного основания, и относительного в вертикальной плоскости – при вращении трансмиссионного вала с захватным устройством 11 относительно шарнирной опоры 7).

По завершении подачи нового стакана 6 к направляющим разливочного устройства 25 осуществляется быстрая смена комплекта огнеупоров силовым гидроцилиндром 10, расположенным на платформе 9, жестко соединенной с консолью 15.

Механизм уборки изношенного стакана 27 соединен с механизмом уборки посредством неподвижно закрепленной на консоли 15 оси 12. Приводится в движение механизм при помощи гидроцилиндра 8. Благодаря конструктивным особенностям (наличию планетарной и реечной передач 22, кулачкового механизма в кинематической цепи) захват замененного стакана и его удаление из полости кристаллизатора также осуществляются по сложной траектории, состоящей из абсолютного перемещения в пространстве захватного устройства 29 во время вращения горизонтальных щек 16 с корпусом 17 механизма уборки относительно оси 12, а также двух относительных перемещений (поступательного – в горизонтальной плоскости и вращательного – в вертикальной). После завершения выведения из-

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

ношенного стакана из кристаллизатора манипулятор возвращается в исходное положение за счет реверса мотор-редуктора 4.

Благодаря выше представленной компоновке элементов в системе удается сократить общую продолжительность проведения операции, во-первых, за счет отсутствия дополнительной необходимости манипулирования в пространстве гидроцилиндром, во-вторых, в силу исключения человеческого фактора. Сокращение времени, затрачиваемого на проведение операции, в свою очередь приводит к снижению длительности действия неблагоприятных гидродинамических условий кристаллизации непрерывнолитого слитка. Вследствие этого повышается выход годного за счет отсутствия некондиционного участка заготовки, формирующегося при использовании устройств-аналогов.

Особенностью разработанной конструкции манипулятора является реализация меньшим количеством приводных двигателей (степеней свободы механизма) большего числа координат, предопределяющих положение в пространстве его захватного устройства. Таким образом, в рассмотренной конструкции воплощен принцип механической автоматики, что позволяет показатели надежности манипулятора (вспомогательной машины) приблизить к показателям по МНЛЗ как агрегату (основному оборудованию) в целом.

В ходе исследований, результаты которых отображены в [16], была доказана целесообразность оценку эффективности конструкции манипулятора, состоящего из нескольких функциональных механизмов, работающих в условиях ограниченного пространства, представлять в виде отношения суммы независимых и зависимых координат, описывающих движение захватных устройств, к числу приводов, обеспечивающих реализацию этих движений. Значение такого, впервые предложенного критерия, находится в пределах 1…3, и с его повышением в пределах указанного диапазона пропорционально уменьшаются на 17…68 % масса, 17…47 % стоимость и 22…35 % энергопотребление приводов манипулятора.

С целью проверки работоспособности заложенных в конструкцию системы решений была спроектирована и изготовлена в масштабе 1:2,5 физическая модель манипулятора (рис. 4). Для решения этих задач предварительно была разработана методика расчета конструктивных, кинематических и энергосиловых параметров механизмов манипулятора (подачи нового и уборки изношенного погружных стаканов), установленного на нем силового гидроцилиндра, реализующего быструю замену [17,18].

Тестирование манипуляционной системы на различных режимах, в том числе с имитацией аварийного прерывания разливки, подтвердило правильность принятых на этапе разработки конструкции технических решений.



Рис. 4. Физическая модель манипулятора для быстрой замены погружного стакана слябовой МНЛЗ

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Эмпирические исследования, проводившиеся с использованием физической модели манипулятора системы быстрой смены погружных стаканов, были направлены на верификацию впервые разработанной его математической модели. Модель учитывает ограничения, налагаемые свободным объемом рабочего пространства разливочной площадки, и включает формулы для расчета момента сопротивления, действующего на привод механизма подачи нового стакана, и силы сопротивления, преодолеваемой приводом механизма уборки отработанного стакана. При этом принимались во внимание следующие факторы: силы и моменты инерции структурных групп, реакции в опорах и моменты трения в них.

Экспериментальные исследования позволили также получить уточняющие данные для обоснования в теории расчета кинематических и энергосиловых параметров системы ее необходимого быстродействия и выдать рекомендации для проектирования промышленного образца [5].

На физической модели манипуляционной системы по общеизвестной методике определили класс точности с установлением погрешности позиционирования двух ее захватных устройств. Исследование показало, что манипулятор относится к 3-му классу точности, поскольку средняя точность позиционирования захватных устройств механизма подачи и уборки погружных стаканов составила соответственно 0,4 и 0,3 %. Поэтому он может эксплуатироваться в современных сталеплавильных цехах, имеющих в своем составе слябовые МНЛЗ с любым количеством ручьев.

Технические характеристики системы быстрой смены погружных стаканов на слябовой МНЛЗ приведены в табл. 2.

Использование разработанной системы позволит сократить продолжительность операции в 2,4 раза (с 70 до 29 с) в сравнении с зарубежными аналогами. Благодаря этому, а также отсутствию кратковременного прекращения разливки для проведения операции по старой технологии повышается выход годного на 152 т в год в условиях сталеплавильного цеха с годовой производительностью 2,5 млн. т.

Наряду с этим, благодаря повышению ремонтопригодности и надежности структурных механизмов системы, снизятся годовые расходы на заработную плату ремонтному персоналу и покупку запасных частей. Согласно проведенным расчетам, ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения разработки составляет 2 632 940 рос. руб., а срок окупаемости – 15 месяцев.

Направлением дальнейших работ следует признать уточняющие исследования сложного деформированного состояния погружных стаканов слябовой МНЛЗ, смена которых проводится системой в динамическом режиме работы.

Табл. 2. Техническая характеристика опытно-промышленного образца системы быстрой смены погружных стаканов

Структурная часть системы	Параметр		Значение
Манипулятор	Мощность приводного двигателя механизма поворота колонны, кВт		0,25
	Мощность приводного двигателя механизма уборки стакана, кВт		0,18
	Мощность приводного двигателя механизма вертикального перемещения базы манипулятора		0,25
	Продолжительность подачи сменного стакана с позиции загрузки к разливочному устройству, с		15
	Продолжительность захвата и уборки отработанного стакана из рабочей зоны, с		18
	Масса, кг		206
Силовой гидроцилиндр	Тип гидроцилиндра		плунжерный
	Диаметр плунжера, мм		80
	Ход плунжера, мм		180
	Сила прижатия стакана, кН		26,2
	Рабочее давление, МПа		10
	Скорость перемещения плунжера, м/с	при запуске от маслостанции	0,15
		при запуске от гидроаккумулятора	0,45
	Максимальное развиваемое усилие, кН		50
	Масса, кг		23

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Выводы

Внедрение предложенной разработки позволит повысить степень механизации и автоматизации технологической операции замены погружных огнеупорных стаканов слябовой МНЛЗ, улучшить условия труда персонала, задействованного на ее разливочной площадке, а также повысить в целом технико-экономические показатели непрерывной разливки стали. Научная актуальность работы заключается в развитии теории построения систем быстрой смены погружных стаканов слябовых МНЛЗ, а также методик расчета их параметров, в том числе и технико-экономических показателей.

Список литературы

1. Morel, J. Production de l'acier. Optimisation des réfractaires de coulée continue d'aciers inoxydables. Rapport de la Commission européenne (final). Série: Recherche technique acier. – Bruxelles: Office des publications officielles des Communautés européennes, 1996. – 83 p.
2. Peruzzi, S. Simulation numérique du comportement thermomécanique de pièces réfractaires de coulée continue: thèse de doctorat: matériaux céramiques. – Limoges (France), 2000. – 194 p.
3. Герасименко, В.Г. Физическое моделирование гидродинамики непрерывной разливки / В.Г. Герасименко, Д.В. Чайка // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2010. – №7. – С. 264-265.
4. Вдовин, К.Н. Непрерывная разливка стали. Гидромеханика машин непрерывного литья заготовок / К.Н. Вдовин, В.В. Точилкин, И.М. Ячиков. – Магнитогорск: Изд-во Магнитогорского государственного технического университета, 2014. – 348 с.
5. Еронько, С.П. Гидравлическое моделирование процесса смены погружных стаканов на слябовых МНЛЗ / С.П. Еронько, М.Ю. Ткачев, Е.В. Ошовская // Электрометаллургия. – 2016. – №10. – С. 15-22.
6. Модельные исследования изменения гидродинамики потоков стали в кристаллизаторе слябовой МНЛЗ во время замены погружных стаканов / С.П. Еронько [и др.] // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 2018. – №7. Т.61. – С. 520-526.
7. Brevet 2424085 France, B22D41/08. Dispositif pour remplacer des tubes de coulée à l'orifice d'une enceinte de coulée de métal fondu / S. Szadkowski; Vesuvius international corporation. – №19790010201; date de dépôt 23.04.1979; publié 23.11.1979.
8. Патент 75844 Украина, B22D41/50. Манипулятор для замены погружного стакана на слябовой машине непрерывного литья заготовок / С.П. Еронько, А.Н. Смирнов, А.Ю. Цупрун и др.; Научно-производственное общество с ограниченной ответственностью с иностранными инвестициями «Доникс». – №20041210981; заявл. 30.12.2004; опубл. 15.05.2006.
9. Совершенствование разливочных систем промежуточных ковшей МНЛЗ / С.П. Еронько [и др.] // Электрометаллургия. – 2009. – №7. – С. 37-43.
10. Патент 96891 Украина, B22D41/56, B22D11/106. Манипулятор для замены погружного стакана на слябовой машине непрерывного литья заготовок / С.П. Еронько, М.Ю. Ткачев, К.В. Дубойский; Донецкий национальный технический университет. – № 201015551; заявл. 23.12.2010; опубл. 12.12.2011.
11. Patent 20030001662 Korea, B22D41/56. Apparatus for exchanging submerged nozzle / S.Y. Chun; Yoohan Prec CO LTD. – №20010036467; filed 26.06.2001; published 08.01.2003.
12. Patent 5971060 USA, B22D41/56, B22D11/10. Slab continuous casting machine having immersing nozzle replacing apparatus and method of replacing immersing nozzle / M. Ikeda, M. Hashio, M. Koide; Sumitomo Heavy Industries. – №19980008630; filed 16.01.1998; published 26.10.1999.
13. Patent 20040031309 Korea, B22D41/56. Exchange apparatus of submerged nozzle for tundish / A.D. Yeong, K.Y. Min, K.J. Seok; Posco. – №20020060699; filed 04.10.2002; published 13.04.2004.
14. Brevet 1011299 Belgique, B22D41/56. Appareil de manutention automatique d'un tube de coulée / S.J. Knapik; S.J. Knapik. – №09700638; date de dépôt 23.07.1997; publié 06.07.1999.
15. Патент 2639089 РФ, B22D41/56. Манипулятор для замены погружного стакана на слябовой машине непрерывного литья заготовок / Е.Н. Смирнов, С.П. Еронько, М.Ю. Ткачев и др.; ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС». – №2016111482; заявл. 29.03.2016; опубл. 19.12.2017.
16. Ткачев, М.Ю. Повышение технических характеристик системы быстрой смены погружных стаканов промежуточного ковша слябовой МНЛЗ / М.Ю. Ткачев, Е.В. Ошовская // Современное состояние науки и техники: сб. ст. Межд. науч.-практ. конф., 4-9

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

февраля 2016 г., г. Сочи. – Сочи: Оптима, 2016. – С. 155-161.
17. Еронько, С.П. Конструктивные и энергосиловые параметры манипулятора для замены погружного стакана машины непрерывного литья заготовок / С.П. Еронько, Е.В. Ошовская, М.Ю. Ткачев // Вестник Донецкого национального технического университета. Специальный выпуск «Металлургические процессы и оборудование». – 2016.– №3(3). – С. 33-42.
18. Ткачев, М.Ю. Аналитическое исследование конструктивных параметров гидропривода переталкивающего устройства системы быстрой смены погружных стаканов слябовой МНЛЗ / М.Ю. Ткачев, Е.В. Ошовская // Сб. науч. тр. Донбасского государственного технического университета. – Алчевск: ДонГТУ, 2017. – Вып.№5(48). – С. 97-102.

M.Yu. Tkachev /Cand. Sci. (Eng.)/
Donetsk National Technical University (Donetsk)

DEVELOPMENT EXPERIENCE AND PROSPECTS OF INTRODUCTION OF THE SYSTEM OF FAST CHANGE OF THE SUBMERGED NOZZLES OF A SLAB CONTINUOUS CASTING MACHINE

Background. *A comparative analysis of the known designs of manipulators and devices for quick replacement of submerged nozzles of slab CCMs showed that none of the known solutions fully meets the complex of requirements imposed by modern steelmaking production: speed, maintainability, reliability, durability, etc. For these reasons, as well as due to the influence of the subjective factor on the technological operation, the technical and economic indicators of continuous casting of steel decline, namely, the yield of usable steel decreases, operating costs increase, etc.*
Materials and/or methods. *The development of the system based on the fundamental principles of resistance of materials, theoretical mechanics, the theory of mechanisms and machines and carried out using the method of physical modeling. Empirical studies of the positioning accuracy of the gripping devices of the manipulator were carried out by setting experiments with their preliminary planning. When processing the results of experiments, the provisions of the theory of errors and mathematical statistics were used. The methods of economic theory were used to determine the values of economic efficiency indicators.*
Results. *The proposed system allowed increasing the speed of the manipulation system and thus reducing the duration of the operation by 2.4 times. Power values of drives of an industrial sample of the manipulator were determined. The power of the feeding mechanism of the new nozzle was 0.25 kW, of the device for removing the worn nozzle – 0.18 kW, of the mechanism of adjusting of the manipulator base – 0.25 kW, the maximum force overcome by the hydraulic power cylinder when changing the set of refractory nozzles – 50 kN.*
Conclusion. *Application of the system in industrial conditions will provide remote control of the operation of replacement of submerged nozzles, increase an output suitable at the casting of steel on a slab CCM.*

Keywords: *continuous casting machine (CCM), submerged refractory nozzle, intermediate ladle, tundish, manipulator.*

Сведения об авторе
М.Ю. Ткачев
SPIN-код: 9855-0447
Author ID: 57189358257
ORCID iD: 0000-0001-5795-9595
Телефон: +380 (95) 360-92-22
Эл. почта: mishel-tkachev@ya.ru

Статья поступила 17.10.2019 г.
© М.Ю. Ткачев, 2019
Рецензент д.т.н., проф. С.П. Еронько

УДК622.673.1

В.Г. Гуляев, /д.т.н./, И.И. Бридун /к.т.н./
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЭНЕРГОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ЭКСКАВАТОРА ЭКГ-5А СИСТЕМОЙ ВИБРОЗАЩИТЫ И УПРАВЛЕНИЯ ТП-Д

Выполнен анализ рабочего процесса электропривода механизма поворота ЭКГ-5А, определены оценки динамических характеристик рабочих циклов и обоснована целесообразность применения энергомеханической системы с виброзащитой и управления по схеме «тиристорный преобразователь – двигатель постоянного тока».

Ключевые слова: *экскаватор, энергомеханическая система, механизм поворота, динамика, виброзащита, переходные процессы, система управления ТП-Д.*

Постановка проблемы

В настоящее время более 50 % всего парка карьерных одноковшовых экскаваторов приходится на ЭКГ-5А. Этот тип экскаватора с электроприводом главных механизмов остается основным при разработке карьеров нерудных материалов, при добыче руды, угля и при строительстве крупных объектов. Конструкция ЭКГ-5А, принцип действия и техническая характеристика рассмотрены в работе [1].

Процесс экскавации слагается из отдельных циклов работы экскаватора. В свою очередь, цикл работы экскаватора-лопаты состоит из следующих операций: опускание ковша в забой; копание, во время которого производится подъем ковша; поворот платформы к месту выгрузки; открывание днища ковша и разгрузка; возвращение в забой с закрыванием ковша. Во время копания величина снимаемого слоя породы (стружки) и скорость заполнения ковша регулируются увеличением или уменьшением усилия напора, вследствие чего рукоять с ковшом подается в забой или выдвигается из него, изменяя величину снимаемой стружки.

После завершения цикла операции повторяются и совершаются новые циклы, пока не будет полностью разработан слой грунта в зоне копания, что определяется полным выдвижением рукояти. Затем экскаватор передвигается ближе к забою.

Длительность поворотного движения составляет 70-80 % от общей продолжительности рабочего цикла экскаватора. Сокращая продолжительность поворотных движений, можно увеличить производительность экскаватора. Однако интенсификация рабочих процессов повышает динамические составляющие нагрузок и может снижать ресурс тяжело нагруженных деталей механизма. С целью повышения производительности и ресурса поворотный механизм оснащается двухдвигательным электроприводом, что обусловливает необходимость исследований особенностей динамики его функционирования.

Анализ последних исследований и публикаций

Так, при создании мощных (260…320 кВт), высокопроизводительных и надежных очистных комбайнов типа 1ГШ68 и 2ГШ68Б с двухдвигательным приводом на общий вал специалистами кафедры «Горные машины» Донецкого политехнического института и СКБ Горловского машиностроительного завода в 1984…1990 гг. выполнен комплекс научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по раскрытию закономерностей формирования спектров эксплуатационных нагрузок и разработке виброзащитных устройств для радикального снижения динамических нагрузок в трансмиссиях приводов исполнительных органов. Обоснования способов и средств повышения производительности и надежности горных машин освещены в работах [2…8].

Принципиальной особенностью упомянутых работ являлся комплексный учет взаимодействия внешних нагрузок и упругих колебаний в трансмиссиях с электромагнитными процессами в двигателях с учетом их динамических характеристик. Такой же методологический подход к исследованию динамики сложных энергомеханических систем (ЭМС) привода поворота экскаватора ЭКГ-5А можно рекомендовать на основе фундаментальных исследований И.И. Вульфсона [9,10,11]. Главный вывод этих работ состоит в обосновании необходимости учета взаимовлияния упругих колебаний в механической части привода и электомагнитных процессов в двигателях и системе управления «тиристорный преобразователь – двигатель» (ТП-Д).

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Цель (задачи) исследования

Задачей исследования является обоснование путей повышения технического уровня экскаватора ЭКГ-5А на основе оснащения ЭМС механизма поворота системой виброзащиты и замены системы «генератор – двигатель» (Г-Д) системой управления по схеме ТП-Д.

Основной материал исследования

Режимы работы электроприводов главных рабочих механизмов экскаватора характеризуется большим числом включений, резкими изменениями нагрузки, частыми изменениями направления вращения (реверсированием). Таким образом, электроприводы экскаваторов типа ЭКГ-5А работают в неустановившихся режимах, а сам экскаватор представляет собой цикловую машину с управляемой энергомеханической системой.

Электрооборудование экскаватора работает в повторно-кратковременном режиме, особенностью которого являются частые пуски и остановки двигателя. Поэтому при повторно-кратковременном режиме желательно применять двигатели с невысоким моментом инерции при требуемой мощности и угловой скорости привода.

По условиям нагрева допустимая нагрузка двигателя при повторно-кратковременном режиме выше, чем при длительном. При пуске с повышенной статической нагрузкой двигатель должен развивать и высокий пусковой момент, превосходящий статический на величину требуемого динамического момента. Поэтому при работе в повторно-кратковременном режиме необходима более высокая перегрузочная способность двигателя, чем при длительном режиме.

Статическая нагрузка привода поворота определяется силами трения в опорно-поворотном устройстве и составляет около 20 % номинального момента двигателя.

Динамические нагрузки привода поворота обуславливаются характеристиками элек-тродвигателей и вращающихся механических частей привода экскаватора совместно с поворотной платформой и стрелой с груженным ковшом.

Наибольшие нагрузки электромеханическая система привода поворота испытывает в переходных процессах – разгона и торможения платформы с груженым и порожним ковшом экскаватора. При поворотах платформы в пределах рабочего диапазона суммарное время разгона и торможения может достигать 90 % длительности цикла, и лишь 10 % времени цикла двигатели работают с установившейся скоростью.

Структура электромеханической системы механизма поворота и кинематика двухдвигательного привода представлены на рис. 1.

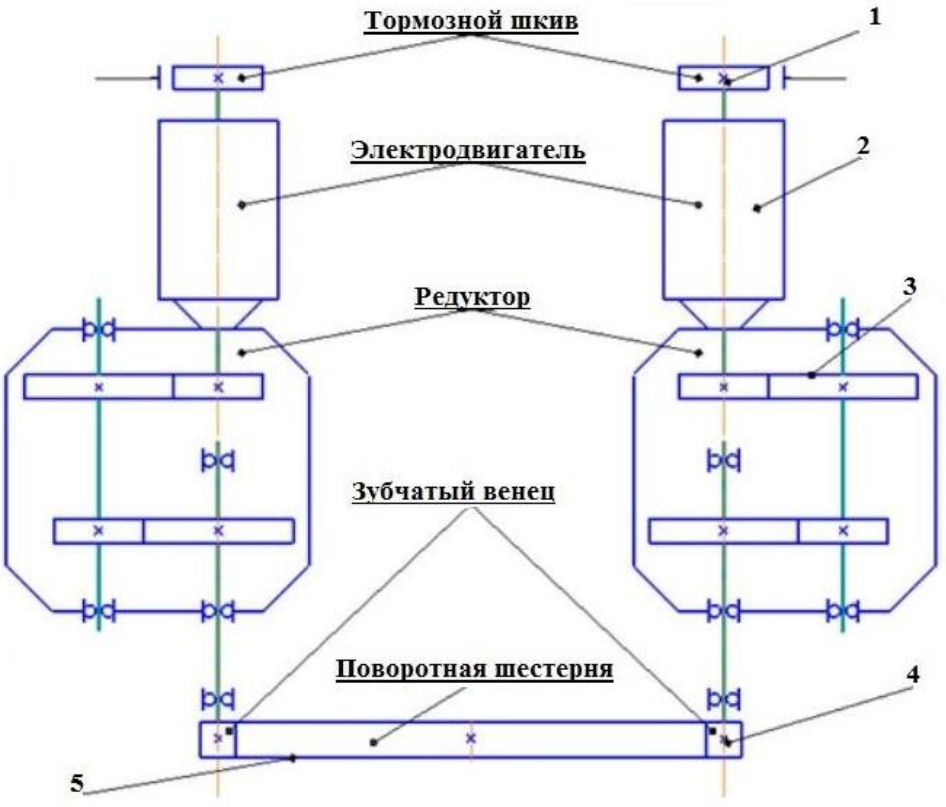


Рис. 1. Структура и кинематическая схема привода механизма поворота:
1…5 – элементы привода механизма

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Вращение поворотной платформы экскаватора ЭКГ-5А осуществляется двумя электродвигателями 2, кинематически связанными посредством упругих звеньев двухступенчатых редукторов 3 и зубчатой венцовой передачи 5 (рис. 1) поворотного устройства.

Преимущества двухдвигательного привода поворота очевидны: увеличение числа параллельных ветвей механизма позволяет уменьшить нагрузку каждого редуктора; за счет этого можно облегчить зубчатые передачи, что особенно важно для выходных ступеней. Кроме того, в двухдвигательном приводе поворота экскаватора может достигаться более благоприятное распределение суммарной технологической нагрузки между двигателями и усилий в зацеплениях выходных вал-шестерней венцовой передачи поворотной шестерней опорно-поворотного устройства.

Однако наряду с достоинствами следует учитывать возможные недостатки, обусловленные наличием зазоров в зацеплениях и колебаниями, как в механической системе привода, так и электромагнитными процессами в двигателях, связанных с различием их механических характеристик.

Отмеченные особенности двухдвигательного электропривода требуют глубоких комплексных исследований сложных динамических процессов в системе поворота экскаватора и оптимизации ее динамических свойств, с целью исключения возможных резонансов и рассогласованности между параметрами рабочего процесса и управляющими воздействиями, для обеспеченности эффективности и надежности его функционирования. Используя основы механики электропривода [12] и данные табл. 1, определяем параметры ЭМС и оценки кинематических и динамических характеристик рабочих циклов без учета упругих и диссипативных свойств механических звеньев реального механизма поворота платформы.

Необходимую динамическую мощность привода поворотного механизма определяем по формуле:

$$P_{пр.п.} = \frac{(J_r + J_п)\cdot \omega_п^2}{t_{в.р.}}\cdot 10^{-3}, \qquad (1)$$

где J_r – массовый момент инерции вращающихся частей экскаватора с груженым ковшом, кгм^2; $J_п$ – массовый момент инерции вращающихся частей экскаватора с порожним ковшом, кгм^2; $\omega_п$ – расчетная угловая скорость платформы, рад/с; $t_{в.р.}$ – время поворота платформы с груженым ковшом на разгрузку, с;

$$t_{в.р.} \approx t_{в.з.} = 9 \text{ с} \rightarrow 33{,}3\ \%\cdot t_ц.$$

Угловую скорость платформы определяем по выражению:

$$\omega_п = \frac{\pi \cdot n_в}{30} \approx 0{,}105 \cdot n_в,$$

где $n_в$ – частота вращений поворотной платформы, об/мин, $n_в$=2,5 об/мин;

$$\omega_п = 0{,}105 \cdot 2{,}5 = 0{,}26 \text{ рад/с}.$$

Мощность привода поворотного механизма при вращении платформы с груженым и порожним ковшом определяется по выражению (1):

$$P_{пр.п.} = \frac{(15+10)\cdot 10^6 \cdot 0{,}26^2}{9}\cdot 10^{-3} = 188 \text{ кВт}.$$

При двух однотипных кинематически связанных двигателях в поворотном механизме мощность каждого двигателя находится как среднее арифметическое:

$$P_{пр.п.} = \frac{188}{2} = 94 \text{ кВт}.$$

Можно принять ближайший по мощности двигатель постоянного тока с независимым возбуждением типа ДЭВ-812 с основными параметрами, приведенными в табл. 2.

Определяем номинальный вращающий момент двигателя ДЭВ-812 системы поворота, пользуясь данными табл. 2:

$$M_{потв.} = 9550\frac{p_н}{n_{н.и.}} = 9550\frac{100}{750} = 0{,}127\cdot 10^4 \approx$$
$$\approx 0{,}13\cdot 10^4 \text{ Н·м}.$$

Табл. 1. Данные для анализа динамики рабочего процесса привода поворота платформы экскаватора ЭКГ-5А

Частота вращений поворотной платформы, об/мин	2,5
Момент инерции платформы с груженым ковшом, т·м^2	$15\cdot 10^6$
Момент инерции платформы с порожним ковшом, т·м^2	$10\cdot 10^6$
Время цикла, с	27
Общее передаточное число	300
Количество двигателей	2

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Табл. 2. Технические характеристики двигателя ДЭВ-812

Номинальная мощность, кВт	100
Номинальная частота вращения, об/мин	750
Номинальное напряжение, В	305
Номинальный ток якоря, А	360
КПД (ном.), %	93,4
Продолжительность включения, ПВ %	80
Ток независимого возбуждения, А	17,2
Число полюсов	4
Сопротивление обмотки якоря при t=20 °С, Ом	0,14
Сопротивление обмотки независимого возбуждения при t=20 °С, Ом	4,76
Сопротивление обмотки дополнительных полюсов при t=20 °С, Ом	0,009
Момент инерции якоря, кг·м^2	8,25
Число секций обмотки якоря	35

Находим номинальное значение передаточного числа ЭМС привода поворота по выражению:

$$i_в = \frac{n_{пот.в.}}{n_в} = \frac{750}{2{,}5} = 300.$$

Суммарный момент инерции платформы с груженым ковшом, приведенный к валу двигателя, определяем, используя данные табл. 1:

$$J_{\Sigma г} = \frac{J_г}{K \cdot i_в^2} + J_я = \frac{15 \cdot 10^6}{2 \cdot 300^2} + 8{,}25 = 91{,}6 \text{ кг·м}^2,$$

где $J_г$ – момент инерции платформы с груженым ковшом, кг·м^2; K – количество двигателей; $i_в$ – передаточное число привода; $J_я$ – момент инерции двигателя, кг·м^2.

Суммарный момент инерции платформы с порожним ковшом, приведенный к валу двигателя, находится аналогично:

$$J_{\Sigma п} = \frac{J_п}{K \cdot i_в^2} + J_я = \frac{10 \cdot 10^6}{2 \cdot 300^2} + 8{,}25 = 63{,}5 \text{ кг·м}^2,$$

где $J_п$ – момент инерции платформы с порожним ковшом, кг·м^2.

В соответствии с рекомендациями работы [2] принимаем следующие значения стопорного момента и момента отсечки вращающего момента экскаваторной механической характеристики электродвигателя:

– стопорный момент

$M_{ст.в.}$=1,8·$M_{ном.в.}$=1,8·0,13·10^4=0,23·10^4 Н·м;

– момент отсечки

$M_{от.в.}$=0,9·$M_{ст.в.}$=0,9·0,23·10^4=0,21·10^4 Н·м.

Динамический момент, формирующийся при разгоне двигателя с груженым и порожним ковшом, определяем по следующему выражению:

$$M_{дин} = (M_{ст.в.} - 0{,}1 \cdot M_{ном.в.}) + \frac{M_{ст.в.} - M_{от.в.}}{2} = (0{,}21 - 0{,}1 \cdot 0{,}13) \cdot 10^4 + \frac{(0{,}23 - 0{,}21) \cdot 10^4}{2} = 0{,}212 \cdot 10^4 \text{ Н·м},$$

где 0,1·$M_{ном.в.}$ – момент сопротивления при поворотах платформы, преодолеваемый каждым двигателем при работе с установившейся скоростью.

Среднее значение динамического момента, развиваемого двигателем при разгоне с груженым и порожним ковшом, определяем по выражению:

$$M_{ср.дин} = \frac{M_{ст.в.} - M_{от.в.}}{2} = \frac{(0{,}23 - 0{,}21) \cdot 10^4}{2} = 0{,}225 \cdot 10^4 \approx 0{,}23 \cdot 10^4 \text{ Н·м}.$$

Время разгона двигателя до установившейся скорости с груженым ковшом находим по выражению:

$$t_р = J_{\Sigma г} \cdot \frac{\omega_{н.в.}}{M_{дин}} = 91{,}5 \cdot \frac{78{,}5}{2120} = 3{,}4\text{с} \approx 13\%,$$

где $\omega_{н.в.}$ – угловая скорость двигателя, номинальная, с$^{-1}$

$$\omega_{н.в.} = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 750}{30} = 78{,}5 \text{ рад/с}.$$

Угол поворота платформы с груженым ковшом при разгоне двигателя находим по выражению:

$$\varphi_{гр.р.} = \frac{\alpha_{гр.р.} \cdot t_р^2}{2},$$

где $\alpha_{гр.р.}$ – ускорение при разгоне двигателя, при повороте с груженым ковшом

$$\alpha_{гр.р.} = \frac{\omega_{н.в.}}{t_р \cdot i_в} = \frac{78{,}5}{3{,}4 \cdot 300} = 0{,}078 \text{ рад/с}^2,$$

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

а угол поворота

$$\varphi_{гр.р.}=\frac{0{,}075\cdot 3{,}4^2}{2}=0{,}43 \text{ рад, или } 25°.$$

Время торможения платформы с груженым ковшом определяется по выражению:

$$t_{гр.т.}=J_{\Sigma г}\frac{\omega_{н.в.}}{M_т}=91{,}5\frac{78{,}5}{2300}=3{,}12\approx$$
$$\approx 3\text{с}\approx 11\ \%\text{ цикла.}$$

Средний момент, развиваемый двигателем при торможении с груженым и порожним ковшом, определяется по выражению:

$$M_{ср.т.}=M_т-0{,}1M_{ном}=0{,}23\cdot 10^4-0{,}013\cdot 10^4\approx$$
$$\approx 0{,}23\cdot 10^4 \text{ Н·м.}$$

Угол поворота платформы при торможении с груженым ковшом рассчитываем по выражению:

$$\varphi_{гр.т.}=\frac{\alpha_{гр.т.}\cdot t_т^2}{2},$$

где $\varphi_{гр.}$ – угол поворота платформы с груженым ковшом; рад (или град.); $\alpha_{гр.т.}$ – ускорение при торможении с груженым ковшом

$$\alpha_{гр.т.}=\frac{\omega_{н.в.}}{t_т\cdot i_в}=\frac{78{,}5}{3\cdot 300}=0{,}087 \text{ рад/с}^2,$$

а угол поворота

$$\varphi_{гр.т.}=\frac{0{,}087\cdot 3^2}{2}=0{,}392 \text{ рад, или } 23°.$$

Приняв за расчетный угол поворота платформы на разгрузку ковша 90°, найдем угол, на который платформа повернется с установившейся скоростью, и время поворота на этот угол:

$$\varphi_{гр.у}=90°-(26°+23°)=41°, \text{ или } 0{,}72 \text{ рад,}$$

$$t_{пов}=\frac{\varphi_{гр.у}}{\omega_{н.в.}/i}=\frac{0{,}72}{78{,}5/300}=2{,}75\text{с}\approx 11\ \%\text{ цикла.}$$

Время разгона двигателя до установившейся скорости с порожним ковшом определяем по выражению:

$$t_{разу}=J_{\Sigma П}\frac{\omega_{н.в.}}{M_{дин}}=63{,}5\frac{78{,}5}{2120}=2{,}35\text{с}\approx$$
$$\approx 8{,}7\ \%\text{ цикла.}$$

Угол поворота платформы при разгоне двигателя с порожним ковшом определяется по выражению:

$$\varphi_{пор.р}=\frac{\alpha_{пор}\cdot t_{раз.у}^2}{2},$$

где $\alpha_{пор}$ – угловое ускорение при разгоне с порожним ковшом

$$\alpha_{пор}=\frac{\omega_{н.в.}}{t_{раз}\cdot i_в}=\frac{78{,}5}{2{,}5\cdot 300}=0{,}104 \text{ рад/с}^2,$$

а соответствующий угол поворота

$$\varphi=\frac{0{,}104\cdot 2{,}5^2}{2}=0{,}325 \text{ рад, или } 18°.$$

Время торможения двигателя с порожним ковшом определяется по выражению:

$$t_{топ.п.}=J_{\Sigma П}\frac{\omega_{н.в.}}{M_т}=63{,}5\frac{78{,}5}{2300}=$$
$$=2\text{с}\approx 7{,}4\ \%\text{ цикла.}$$

Угол поворота платформы при торможении с порожним ковшом определяется по выражению:

$$\varphi_{т.п.}=\frac{\alpha_{т.п.}\cdot t_{т.п.}^2}{2},$$

где: $\alpha_{тор.п.}$ – ускорение при разгоне с порожним ковшом

$$\alpha_{т.п.}=\frac{\omega_{н.в.}}{t_{т.п.}\cdot i_в}=\frac{78{,}5}{2\cdot 300}=0{,}12 \text{ рад/с}^2,$$

а угол поворота в этом режиме

$$\varphi=\frac{0{,}12\cdot 2^2}{2}=0{,}24\,\text{рад, или } 14°.$$

Угол поворота платформы с установившейся скоростью определяется по выражению:

$$\varphi_{пов.у.}=90°-(\varphi_{т.р.}+\varphi_{т.п.})=90°-(18°+14°)=58°,$$
$$\text{или}\approx 1 \text{ рад,}$$

время поворота платформы на этот угол

$$t_{пов}=\frac{\varphi_{пов.у}}{\omega_{н.в.}/i_в}=\frac{1}{78{,}8/300}=3{,}83\approx$$
$$\approx 3{,}9\text{ с}\approx 14{,}5\ \%\text{ цикла.}$$

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Следует заметить, что при учете крутильных колебаний и демпфирования в ЭМС механизма поворота, фактические значения кинематических и динамических характеристик могут отличаться от расчетных. Это необходимо учитывать при оценке влияния динамики рабочего процесса ЭМС механизма поворота на показатели надежности экскаватора и характеристики системы управления.

Так, в работе [13] установлено, что колебания механических напряжений в деталях механизма поворота карьерного экскаватора являются основной причиной снижения его ресурса. Колебания обусловлены периодическими изменениями кинематических и упругих параметров венцового зацепления, а причинами изменчивости последних являются непостоянство мгновенных значений КПД и жесткости зацепления зубьев венцовой передачи.

Эквивалентный момент двигателя поворота определяем по методу эквивалентных величин [12], которые не должны превышать номинальных значений соответствующих параметров, т.е. $J_э \le J_н$; $M_э \le M_н$; $P_э \le P_н$;

$$M_э = (0{,}225^2 \cdot 3{,}5 + 0{,}013^2 \cdot 3 + 0{,}225^2 \cdot 3 + $$

$$+ 0{,}225^2 \cdot 2{,}5 + 0{,}013^2 \cdot 3{,}9 + 0{,}225^2 \cdot 2)^{\frac{1}{2}} \cdot 3^{-\frac{3}{2}} \cdot 10^4 =$$

$$= 0{,}128 \cdot 10^4 \text{ Н·м.}$$

Эквивалентный момент не должен превышать номинальный, т.е. находится по выражению:

$$M_э \le M_н,\ 0{,}13 \cdot 10^4 = 0{,}13 \cdot 10^4 \text{ Н·м},$$

т.е. условие выполняется.

Коэффициент продолжительности включения двигателя можно определить по выражению:

$$ПВ_{расч.} = \frac{t_{раб} \cdot 100}{T_ц} = \frac{18 \cdot 100}{27} = 67\%,$$

где $t_{раб}$ – фактическое время выполнения всех составляющих рабочего цикла.

$$ПВ_{расч.} \le ПВ_{ном};\ 67\ \% < 80\ \%.$$

Таким образом, выбранный двигатель удовлетворяет условиям работы поворотного механизма в рассмотренных выше режимах. Результаты анализа динамики рабочего цикла могут служить основой для выбора типа и характеристик быстродействия системы автоматизированного управления ЭМС привода поворота ЭКГ-5А по схеме ТП-Д.

В работе [13] отмечается актуальность модернизации экскаваторов при возрастающих объемах добычи полезных ископаемых открытым способом. Необходимо применение как новых, высокопроизводительных и надежных экскаваторов, так и модернизированных. Вместе с тем рекомендуется учитывать, что при модернизации только системы управления электроприводами с целью повышении ее быстродействия происходит интенсификация рабочего процесса (сокращение рабочего цикла). Однако небольшой прирост производительности сопровождается при этом значительным повышением динамической нагруженности механической части привода, а усталостная долговечность ее снижается.

Примером могут служить результаты замены штатной системы управления модернизированной на экскаваторе ЭКГ-8И. За счет интенсификации рабочего процесса техническая производительность машины повысилась на 5…8 %, однако привела к ускоренному износу деталей (в частности, ресурс вал-шестерни венцового зацепления поворотного механизма снизился в 3,4 раза) [13].

Основным требованием к электроприводу механизма поворота является обеспечение формирования переходных процессов в минимально короткое время с ограниченным ускорением или замедлением, в особенности при торможении. Такое требование вызвано тем, что механизм поворота работает в переходных процессах пуска, реверсирования и торможения. Он обладает высоким моментом инерции, который в несколько раз превышает массовый момент инерции двигателя. Кроме того, вследствие большого передаточного отношения редуктора механизма поворота могут иметь место значительные зазоры в передачах, что требует плавного разгона во избежание резких ударов в зубчатых передачах, см. табл. 1.

Требуемые механические экскаваторные характеристики приводов главных рабочих механизмов экскаватора легче всего осуществить с помощью системы Г-Д. При этом каждый главный рабочий механизм: подъема, поворота, напора или тяги, оборудуется двигателем постоянного тока независимого возбуждения. Двигатель питается от отдельного источника питания – генератора постоянного тока, напряжение которого можно плавно регулировать от нуля до заданной величины $\pm Uг$ с помощью реостата.

В настоящее время система Г-Д считается морально устаревшей, известно также, что электромашинный агрегат этой системы значительно повышает вибрации и шум в экскаваторе [14,15].

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Табл. 3. Допустимые уровни вибрации на рабочем месте машиниста

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	2	4	8	16,3	31,5	63
Среднеквадратические значения виброскорости, мм/с	12,5	4,5	2,2	2,0	2,0	2,0

Табл. 4. Интервалы и предельные значения интенсивности вибрации механического оборудования экскаваторов

Наименование оборудования	Группа	Класс оценок, Ve, мм/с			
		Хорошо	Удовлетворительно	Допустимо	Недопустимо
ЭКГ-4,6; ЭКГ-5А					
Машинный агрегат	2	1,8	1,8…4,5	4,5…11	>11
Подъемный механизм	1	≤1,1	1,1…2,8	2,8…7,1	>7,1
Напорный механизм	1	≤1,1	1,1…2,8	2,8…7,1	>7,1
Механизм поворота	2	1,8	1,8…4,5	4,5…11	>11

Допустимые уровни вибрации на рабочем месте машиниста экскаватора приведены в табл. 3, они предусмотрены РД-15-14-2008 [16]. При общей вибрации на частоте 8…12 Гц организм человека испытывает резонанс, что опасно для здоровья машиниста и безопасности его трудовой деятельности. Поэтому в диапазоне частот от 8 до 63 Гц установлены значения виброскорости ≤2,2 мм/с, что должно обеспечиваться средствами виброзащиты и виброизоляции.

Установленные РД-15-14-2008 [16] нормативы интенсивности вибрации механического оборудования карьерных гусеничных экскаваторов ЭКГ-5А с системой Г-Д приведены в табл. 4.

Анализ данных табл. 4 показывает, что интенсивность вибрации механизма поворота и машинного агрегата достаточно высоки и соответствуют 2-й группе. Подтверждением высокой вибрационной нагрузки механизма поворота является включение в критерии предельного состояния при вибродиагностике экскаватора таких признаков, как трещины зубьев на зубчатом венце и вал-шестернях венцовой передачи опорно-поворотного узла механизма поворота. Приведенные данные подтверждают высокую актуальность совершенствования технического уровня ЭМС поворота ЭКГ-5А.

Мировая практика свидетельствует в пользу статических экскаваторных систем по схеме (ТП-Д) «тиристорный преобразователь – двигатель постоянного тока» [14,15 и др.].

Наряду с широким диапазоном регулирования скорости, достигающим в отдельных случаях значений 100…200 и более, система ТП-Д обеспечивает возможность получения специального вида механических характеристик электропривода и необходимый характер протекания переходных процессов – форсирование пуска, плавное и интенсивное торможение.

Использование ЭКГ-5А с системой ТП-Д позволяет повышать энергоэффективность и производительность машины, снижает риск профессиональных заболеваний [14,15]. В работе [15] рассмотрена также технология модернизации электропривода поворота ЭКГ-5А с системой управления ТП-Д с целью расширения его функциональных возможностей.

Однако работ по исследованию и совершенствованию динамических свойств ЭМС механизма поворота с учетом взаимодействия ее с приводными двигателями и корпусом гусеничного механизма хода не найдено.

Выводы

Рассмотрены характеристики рабочих режимов и показана актуальность повышения технического уровня ЭМС механизма поворота экскаватора ЭКГ-5А путем оснащения его механической части системой виброзащиты, которая позволит улучшить основные показатели качества, надежность и безопасность его эксплуатации.

Установлены оценки динамических характеристик элементов рабочего цикла механизма поворота ЭКГ-5А с двухдвигательным приводом постоянного тока и обоснована целесообразность оснащения его системой автоматического управления ТП-Д с динамическими свойствами, обеспечивающими адаптацию к изменениям условий эксплуатации.

Список литературы

1. Кантович, Л.И. Горные машины: Учебник для техникумов / Л.И. Кантович, В.Н. Гетопанов. – Москва: Недра, 1989. – 304 с.
2. Гуляев. В.Г. Научные основы оптимизации динамических свойств очистных комбайнов демпфирующими устройствами: автореф. дис.…докт. техн. наук: 05.05.06 / Владимир

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Георгиевич Гуляев. – Днепропетровск, 1986. – 37 с.
3. Гуляев, В.Г. Динамика системы привода исполнительного органа горного комбайна с демпфирующим устройством // Разработка месторождений полезных ископаемых.– 1986. – Вып.75. – С. 75-81.
4. Гуляев, В.Г. Влияние параметров системы привода двухдвигательных комбайнов на динамическую устойчивость электродвигателей / В.Г. Гуляев, П.А. Горбатов, В.Г. Потапов // Изв. вузов. Горный журнал. – 1988. – №10. – С. 104-108.
5. Результаты эксплуатации установочной партии комбайнов с виброзащитными устройствами / Г.В. Малеев [и др.] // Вклад науки в повышение надежности и долговечности машин и сооружений. – 1990. – Вып.2. – С. 152-153.
6. Assessment of influence of cutting tool breakage on drive life time of cutting unit of heading machine / O.E. Shabaev [et al.] // Management systems in production engineering. – Gliwice: Politechnika Slaska, 2014. – No.1(13). – P. 33-36.
7. Energy consumption of face cutting by the heading machine taking into account cutting-tools' blunting / O.E. Shabaev [et al.] // Management systems in production engineering. – Gliwice: Politechnika Slaska, 2014. – No.2(14). – P. 200-209.
8. Shabaev, O.E.Diagnostics of breakdown of cutting tools of axial cutting head of the П110-04 type heading machine / O.E. Shabaev, O.K. Moroz, I.I. Bridun // Management systems in production engineering. – Gliwice: Politechnika Slaska, 2016. – No.1(17). – P. 33-36.
9. Вульфсон, И.И. К проблеме динамической взаимозависимости электродвигателя и механического привода цикловых машин // Теория механизмов и машин. – 2016. – №4(32), Т.13. – С. 173-180.
10. Вульфсон, И.И. Анализ чувствительности динамики цикловых механизмов к характеристикам электродвигателя // Вестник научно-технического развития. – 2019. – №1(137). – С. 3-13.
11. Вульфсон, И.И. Устранение возникающих из-за зазоров виброударных режимов при учете характеристик электродвигателя // Вестник научно-технического развития. – 2019. – №2(138). – С. 9-14.
12. Ковчин, С.А. Теория электропривода: Учебник для вузов / С.А. Ковчин, Ю.А. Сабинин // СПб.: Энергоатомиздат. Санкт-Петербургское отд-ние, 2000. – 496 с.
13. Соин, А.М. Исследование работы карьерных экскаваторов и разработка средств оценки изменения ресурса их деталей при модернизации: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.05.06 / Алексей Михайлович Соин. – Владикавказ, 2012. – 23 с.
14. Электропривод экскаватора ЭКГ-5 по системе ТП-Д ОАО «Рудавтоматика» / В.В. Сафошин [и др.] // Новые технологии. Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – №4. – С. 16-22.
15. Немчинов, А.А. Модернизация электропривода поворота экскаватора ЭКГ-5А. – Челябинск: ЮУрГУ, ТТМ, 2018. – 112 с.
16. Методические рекомендации о порядке проведения экспертизы промышленной безопасности карьерных одноковшовых экскаваторов РД-15-14-2008. – 103 с.

V.G. Gulyaev /Dr. Sci. (Eng.)/, I.I. Bridun /Cand. Sci. (Eng.)/
Donetsk National Technical University (Donetsk)

IMPROVING THE POWER-MECHANICAL DRIVE SYSTEM OF TURN MECHANISM OF EXCAVATOR EKG-5A BY THE VIBROPROTECTION AND CONTROL SYSTEM "THYRISTOR CONVERTER-DC MOTOR"

Background. *Currently, more than 50 % of the total fleet of single-bucket excavators falls on the EKG-5A. This type of excavator with an electric drive of the main mechanisms remains the main one in the development of non-metallic quarries, in the extraction of ore, coal and the construction of extensive facilities.*

Materials and/or methods. *The duration of the rotary movement is 70…80 % of the total length of the working cycle of the excavator. It is possible to increase the productivity of the excavator, reducing the length of the rotary movement. However, the intensification of work processes increases the dynamic components of loads and can reduce the resource of heavily loaded parts of the mechanism. The electric equipment of the excavator works in the re-short-term mode featuring frequent starts and stops of the engine. Therefore, in re-short-term mode, it is desirable to use engines with a low moment of inertia at the required power and angular velocity of the drive. The static load of the rotation drive is determined by the friction forces in the support-rotary device and is about 20 % of the rated torque*

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

of the engine. Dynamic loads of the drive of rotation are caused by inertial, elastic and dissipative characteristics of the electric motor and rotating mechanical parts of the excavator drive. The power-mechanical system (PMS) of the turn drive experiences the highest loads in transients of acceleration and braking of the platform with the full and empty bucket of the excavator. When the platform turns within the operating range, the total acceleration and braking time can reach 90 % of the cycle time, and only 10 % of the cycle time the engines operate at a steady speed.

Results. *The results of the analysis of the dynamics of the working cycle can serve as a basis for choosing the type and performance characteristics of the automated control system of PMS of the EKG-5A "thyristor converter-DC motor" turn drive. The use of EKG-5A with "thyristor converter-DC motor" system allows to increase energy efficiency and productivity of the machine, reduces the risk of occupational diseases.*

Conclution. *Considered the characteristics of operating modes and shown the relevance of increasing the technical level of the turning mechanism of the EKG-5A excavator by equipping its mechanical part with a vibration protection system, which will improve the leading indicators of quality and reliability of its operation. The dynamic characteristics of the elements of the working cycle of the turn mechanism EKG-5A with a two-motor DC electric drive are estimated, and the feasibility of equipping it with an automatic control system "thyristor converter-DC motor" with dynamic properties that provide adaptation to changes in operating conditions are substantiated.*

Keywords: *excavator, power-mechanical system, turn mechanism, dynamics, vibration protection, transients, "thyristor converter-DC motor" control system.*

Сведения об авторах

В.Г. Гуляев
SPIN-код: 8179-6566
Телефон: +380 (95) 748-72-32
Эл. почта: vggulyaev@gmail.com

И.И. Бридун
SPIN-код: 4856-8561
Author ID: 851115
ORCID iD: 0000-0002-3199-8518
Телефон: +380 (71) 332-80-60
Эл. почта: ss13835@yandex.ru

Статья поступила 03.06.2019 г.
© В.Г. Гуляев, И.И. Бридун, 2019
Рецензент д.т.н., проф. О.Е. Шабаев



УДК 622.2 (26.03)

В.Б. Малеев /д.т.н./, Н.И. Скорынин /к.т.н./, А.А. Кудрявцев
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ УПРАВЛЕНИЕ РАБОТОЙ ГЛУБОКОВОДНЫХ УСТАНОВОК ДОБЫЧИ ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ

Разработаны алгоритмы подсистем автоматизированного управления сбором, отмывом, перекачкой, дозированием твердого полезного ископаемого эрлифтного гидроподъема при разработке глубоких водоёмов, при проходе скважин и шахтных стволов методом затопленного бурения.

Ключевые слова: *глубоководный эрлифт, алгоритм управления, режим движения гидросмеси, скорость движения агрегата сбора.*

Постановка проблемы

В последнее время остро стоит вопрос расширения минерально-сырьевой базы за счет освоения морских месторождений полезных ископаемых. Для добычи минерального сырья со дна Мирового океана используется эрлифтный гидроподъем. Гилроподъем – сложный многофункциональный комплекс, состоящий из агрегата сбора железомарганцевых конкреций (ЖМК), их отмыва от ила, перекачки по гибкому трубопроводу от агрегата сбора до бункера-накопителя и дозирования из последнего в транспортный трубопровод гидравлического подъема, а из него – до обеспечивающего судна.

Поэтому разработка систем автоматизированного управления глубоководными эрлифтными гидроподъемами в составе предприятий по освоению залежей морских месторождений является актуальной задачей.

Анализ последних исследований и публикаций

В работах [1…3] разработаны алгоритмы запуска и остановки глубоководного эрлифта согласованно с операциями добычного оборудования. В рамках разработанных алгоритмов решена задача длительности переходных процессов в элементах используемого оборудования за счет совмещения во времени пусковых операций гидроподъема и данного блока, упрощена процедура повторного запуска установки. Однако в этих работах не учтено влияние содержания ЖМК в гидросмеси на гидравлические потери в трубопроводах. Поэтому полученные результаты не могут объективно являться основой разработки автоматизированного управления эрлифтными гидравлическими подъемами в составе горных предприятий.

В работе [4] предложен блочно-иерархический подход к разработке технологии управления глубоководными добычными комплексами. На основе анализа результатов этой работы сформулированы основные требования к системам управления технологическими процессами сбора, отмыва и перекачки полезного ископаемого, подсистеме управления дозированием и эрлифтным гидроподъемом.

Цель (задачи) исследования

Целью данной работы является создание алгоритмов управления агрегатами технологической цепочки глубоководных эрлифтных гидроподъемов (ГЭГ) с учетом концентрации ила и ЖМК в гидросмеси, расходов гидросмеси и воздуха, плотности твердой фазы и т.д.

Основной материал исследования

Эффективность работы глубоководного эрлифтного гидроподъема в значительной степени зависит от надежности управления взаимосвязанными процессами сбора ЖМК, их отмывом от ила и перекачкой от агрегата сбора до бункера. Перечисленные процессы являются начальным звеном в технологической цепи добычной установки. Поэтому управление этими процессами должно обеспечить максимально возможное извлечение полезного ископаемого при максимальной производительности и допустимом содержании ила на выходе агрегата сбора. При этом рациональный режим перекачки гидросмеси от агрегата сбора до бункера-накопителя, расходы ЖМК и ила на выход агрегата сбора должны быть при минимальных гидравлических потерях на транспортирование железомарганцевых конкреций в гибком трубопроводе. В каждый момент работы установки ее параметры изменяются от начала $t_н$ до окончания $t_к$ интервала управления. Установим соответствующие крите-

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

рии управления.

Массовый расход твердого полезного ископаемого на выходе агрегата сбора (на входе в трубопровод перекачки)

$$Q_{m\,ac} = K_v \cdot \rho_{c\,гт} \cdot Q_{c\,гт} \cdot \frac{\rho_{c\,гт} - \rho_{ж}}{\rho_m - \rho_{ж}},$$

где K_v – коэффициент, зависящий от отношения скоростей движения частиц полезного ископаемого и гидросмеси в гибком трубопроводе; $\rho_{c\,гт}$ – плотность гидросмеси в гибком трубопроводе; $\rho_{ж}$ – плотность несущей среды; ρ_m – плотность частиц твердого полезного ископаемого; $Q_{c\,гт}$ – объемный расход гидросмеси в гибком трубопроводе.

С учетом того, что концентрация ЖМК в гидросмеси составляет примерно 5…7 %, плотность несущей жидкости в первом приближении

$$\rho_{ж} = 0{,}94 \cdot \frac{\rho_{c\,гт} \cdot \rho_m}{\rho_m - 0{,}06 \cdot \rho_{c\,гт}}.$$

Концентрация ила в гидросмеси

$$S_u = \frac{\rho_{ж} - \rho_{в}}{\rho_u - \rho_{в}},$$

где ρ_u – плотность ила; $\rho_{в}$ – плотность морской воды.

Непосредственное раздельное измерение концентраций в гидросмеси ила и ЖМК можно производить с помощью специального устройства [5]. Тогда массовый расход ЖМК

$$Q_{m\,ac} = K_v \cdot \rho_{c\,гт} \cdot Q_{c\,гт} \cdot S_{m\,гт},$$

где $S_{m\,гт}$ – измеренная концентрация ЖМК.

В зависимости от контролируемой скорости движения агрегата сбора V_{ac} устанавливается частота вращения рабочего органа агрегата $n_{ро}$:

$$n_{ро} = \frac{V_{ac}}{2\pi \cdot R_{ро}},$$

где $R_{ро}$ – радиус рабочего органа.

При этой частоте вращения практически отсутствуют потери полезного ископаемого из-за переполнения рабочего органа или излишнего захвата донных илов и пошагово изменяется контролируемое заглубление рабочего органа в грунт $h_з$ до достижения границы залегания ЖМК, т.е. максимального $Q_{m\,ac}^{\max}$ при допустимом значении S_u. Таким образом, обеспечивается выполнение условий:

$$\begin{aligned} &Q_{m\,ac} \le Q_{m\,ac}^{\max}, \\ &0 < n_{ро} \le n_{ро}^{\max}, \\ &0 < h_з \le h_з^{\max}. \end{aligned} \qquad (1)$$

Допустимое содержание илов в гидросмеси в гибком трубопроводе поддерживается путем регулирования подачи воды в магистрали отмыва и изменением заглубления рабочего органа:

$$\begin{aligned} &S_u \le S_u^{\max}, \\ &h_з \le h_з^{\max}. \end{aligned}$$

Оптимальная стабилизация производительности агрегата сбора полезного ископаемого осуществляется путем изменения скорости движения агрегата сбора V_{ac} по участку добычи $0 < V_{ac} \le V_{ac}^{\max}$ и выполнением критерия:

$$\frac{1}{t_к - t_н} \cdot \int_{t_к}^{t_н} \left| \overline{Q}_{m\,ac} - Q_{m\,ac\,з} \right|^2 dt \to \min, \qquad (2)$$

где $\overline{Q}_{m\,ac}$ – массовый расход ЖМК на выходе агрегата сбора, усредненный на некотором временном интервале, длительность которого определяется частотными характеристиками плотности залегания ЖМК на участке добычи; $Q_{m\,ac\,з}$ – заданное оператором-технологом значение массового расхода ЖМК на выходе агрегата сбора.

Тогда для обеспечения задаваемого оператором-технологом уровня стабилизуемой производительности $Q_{m\,ac\,з}$ скорость движения агрегата сбора

$$V_{ac} = \frac{Q_{m\,ac\,з}}{n_к \cdot в_{ро}},$$

где $n_к$ – плотность залегания конкреций на поверхности участка добычи; $в_{ро}$ – ширина захвата рабочего органа агрегата сбора.

Полученное расчетное значение скорости движения агрегата сбора V_{ac} выдается в систему управления или оператору вождения агрегата сбора в качестве рекомендуемого значения. При этом скорость вращения рабочего органа и его заглубление в грунт должно соответствовать критерию (1).

При транспортировании гидросмеси с объемной концентрацией твердой фазы до 30 % и

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

средневзвешенным диаметром твердых частиц более 2 мм в горизонтальном трубопроводе (наклонный гибкий трубопровод от агрегата сбора до бункера по условиям транспортирования близок к горизонтальному), согласно [6…10], гидравлический уклон равен:

$$i_{гт} = i_o \cdot \left(1 + \frac{S_m \cdot K_i}{V_{гс}^3}\right), \qquad (3)$$

где i_o – гидравлический уклон в данном трубопроводе при движении чистой воды (без содержания твердых частиц); S_m – объемная концентрация твердых частиц в гидросмеси; $V_{гс}$ – скорость движения гидросмеси; $K_i = F \cdot [g \cdot d_{гт} \cdot (\rho_m - 1)]^{-3/2}$; F – эмпирический коэффициент, зависящий от коэффициента трения для воды и коэффициента трения твердых частиц о стенки трубопровода; g – ускорение силы тяжести; $d_{гт}$ – внутренний диаметр гибкого трубопровода.

Гидравлический уклон при движении чистой воды

$$i_o = \frac{\lambda \cdot V_{гс}^2}{2g \cdot d_{гт}},$$

где λ – коэффициент Дарси для трубопровода.

Подставим значение i_o в уравнение (3), возьмем производную $di_{гт}/dV_{гс}$ и приравняем ее к нулю, тогда критическая скорость гидросмеси, соответствующая минимальному гидравлическому уклону,

$$V_{кр\,гс} = \left(\frac{S_m \cdot K_i}{2}\right)^{1/3}.$$

При $V_{гс} = V_{кр\,гс}$, из уравнения (3) следует, что отношение критического гидравлического уклона к гидравлическому уклону при движении чистой воды есть величина постоянная, не зависящая ни от концентрации гидросмеси, ни от плотности твердых частиц: $i_{кр}/i_o = 3$.

Так как режим движения гидросмеси с критической скоростью является наиболее эффективным по затратам энергии и производительности, то при управлении необходимо поддерживать в гибком трубопроводе режим движения, близкий к критическому. Известно, что для предотвращения осаждения ЖМК в трубопроводе скорость гидросмеси должна быть больше критической на 15…20 %, что соответствует отношению гидравлических уклонов при движении гидросмеси и воды, равному 2,32. Указанное отношение может быть определено по величине отношения перепадов давления на концах гибкого трубопровода при движении гидросмеси и воды, но так как нижний конец трубопровода со стороны агрегата сбора открыт, то давление на этом конце равно гидростатическому, и перепад на концах трубопровода определяется на верхнем его конце – перед насосом перекачки.

Гидросмесь в гибком трубопроводе содержит значительное количество илов, извлекаемых в процессе сбора полезных ископаемых вместе с ЖМК. На основании экспериментальных исследований известно, что при концентрациях, близких к критическим, добавление в гидросмесь мелких частиц (средний диаметр не превышает 0,025 мм) вызывает существенное, порядка 30…200 %, снижение гидравлического уклона и критической скорости гидросмеси в трубопроводе [11,12]. Объясняется это уменьшением сил трения между самими транспортируемыми частицами и этими частицами со стенками трубопровода. Таким образом, мелкие частицы играют роль «смазки». При этом эффективность транспортирования существенно возрастает при 7…10 % мелкодисперсных частиц от общего количества твердых материалов в гидросмеси, а при увеличении их содержания до 15 % гидравлический уклон практически не уменьшается. Поэтому для повышения эффективности транспортирования ЖМК в гибком трубопроводе целесообразно удалять «лишний» ил, содержание которого в гидросмеси не приводит к снижению давления на выходе гибкого трубопровода.

Таким образом, для реализации способа управления, предложенного в [13], необходимо:

$$N_{нп} \le N_{нп}^{\max},$$
$$n_{нп} \le n_{нп}^{\max}, \qquad (4)$$

где $N_{нп}, N_{нп}^{\max}$ – соответственно мощность, потребляемая насосом перекачки, и ее допустимое значение; $n_{нп}$, $n_{нп}^{\max}$ – соответственно частота вращения вала насоса перекачки и ее максимальное значение.

В процессе разгона насоса перекачки на воде до достижения максимального расхода измеряется и запоминается ряд последовательных значений давления на выходе насоса перекачки и соответствующих им значений расхода воды в гибком трубопроводе. Затем запускается агрегат сбора и увеличивается подача твердых материалов в гибкий трубопровод при максимальной частоте вращения вала насоса перекачки. При этом возрастают плотность гидросмеси и гидравлический уклон в трубопроводе. Контролируя давление на выходе насоса перекачки и вы-

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

числяя отношение этого давления к соответствующему его значению при работе на воде с тем же расходом, можно определить момент, когда величина указанного отношения достигнет заданного значения – 2,32, что соответствует максимально допустимой надкритической концентрации твердой фазы. В этот момент следует прекратить увеличение производительности агрегата сбора и стабилизировать ее в соответствии с критерием (2). При этом необходимо увеличивать расход воды в магистрали отмыва до тех пор, пока гидравлический уклон в гибком трубопроводе (давление на выходе насоса перекачки) не начнет возрастать, т.е. до достижения оптимальной концентрации ила в гидросмеси. В результате этого снижается критическая скорость гидросмеси и можно увеличить подачу ЖМК агрегатом сбора и т.д.

В процессе управления необходимо непрерывно контролировать мощность насоса перекачки, и при выполнении условия (4) следует выдавать либо соответствующее сообщение оператору-технологу с целью уменьшения задания на производительность агрегата сбора, либо выяснять и устранять другие причины недопустимого возрастания мощности.

При коротком вертикальном гибком трубопроводе перекачки расход гидросмеси в нем обеспечивается на расчетном минимальном надкритическом уровне.

Процесс дозирования заключается в регулировании подачи ЖМК в транспортный трубопровод из бункера-накопителя, в котором собирается поток ЖМК, поступающий от агрегата сбора через гибкий трубопровод. Интенсивность подачи ЖМК регулируется путем соответствующего изменения, задающего воздействие на привод дозатора. Критерий управления процессом дозирования следующий:

$$\frac{1}{t_к - t_н} \cdot \int_{t_к}^{t_н} \left| \overline{Q}_{m\partial} - Q_{m\partial з} \right|^2 dt \to \min, \qquad (5)$$

при ограничениях: $n_\partial \le n_\partial^{\max}$, $Q_{m\partial} \le Q_{m\partial}^{\partial on}$, $N_\partial \le N_\partial^{\partial on}$, $0 < u_{з\partial} \le u_{з\partial}^{\max}$.

Здесь: $\overline{Q}_{m\partial}$ – среднее значение расхода ЖМК на временном интервале, равном периоду оборота вала дозатора T_∂; $Q_{m\partial з}$ – заданная оператором производительность подъема по ЖМК; $Q_{m\partial}^{\partial on}$ – максимально допустимый расход ЖМК на выходе дозатора; $t_н$, $t_к$ – соответственно моменты начала и окончания интервала времени регулирования расхода ЖМК на уровне $Q_{m\partial з}$; $u_{з\partial}$, $u_{з\partial}^{\max}$ – соответственно задающее и максимально допустимое воздействие на привод дозатора; n_∂, $n_\partial^{\max}$ – текущее и максимально допустимое значение частоты вращения вала дозатора; N_∂, $N_\partial^{\partial on}$ – текущее и максимально допустимое значение мощности привода дозатора; $\overline{Q}_{m\partial} = \frac{1}{T_\partial} \cdot \int_{T_\partial - t}^{t} Q_m dt$.

Величина расхода твердой фазы на выходе дозатора в процессе управления определяется косвенно по контролируемому расходу гидросмеси и ее плотности над выходным отверстием дозатора:

$$Q_{m\partial} = \frac{\rho_{c\,mm} - \rho_в}{\rho_т - \rho_в} \cdot \rho_{c\,mm} \cdot Q_{c\,mm},$$

где $\rho_{c\,mm}$ – плотность гидросмеси в транспортируемом трубопроводе; $\rho_в$ – плотность морской воды; $Q_{c\,mm}$ – объемный расход гидросмеси в транспортном трубопроводе.

Поскольку измерение плотности соответствующим датчиком производится на некотором удалении от дозатора, то и величина $Q_{m\partial}$ определяется с запаздыванием по отношению к моменту его фактического изменения, причем величина времени запаздывания зависит от величины $Q_{c\,mm}$ и может приводить к неустойчивости системы управления, замкнутой по контролируемому расходу ЖМК. Для управления подобными нестационарными объектами с запаздыванием целесообразно реализовывать метод управления по возмущению, основанный на прогнозировании значений переменных с помощью адаптивной математической модели [14].

Максимально допустимый расход ЖМК $Q_{m\partial}^{\partial on}$ соответствует максимально возможной концентрации твердого полезного ископаемого в гидросмеси, обеспечивающей надкритический режим при максимальном расходе гидросмеси в транспортном трубопроводе. При достижении такового режима, когда невозможно уменьшить концентрацию ЖМК в гидросмеси путем увеличения расхода гидросмеси, необходимо уменьшить задание на расход ЖМК до выхода из критического режима.

Превышение предельной мощности привода дозатора $N_\partial^{\partial on}$ или отсутствие вращения при наличии допустимого воздействия на привод дозатора свидетельствует о стопорении вала дозатора. Для выхода из режима стопорения необходимо реверсировать привод дозатора. Если при этом в течение некоторого времени нагрузка на привод дозатора при работе с малой частотой

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

вращения снижается до допустимых значений, то далее дозатор переводится в нормальный режим стабилизации расхода твердой фазы. В противном случае привод дозатора отключается.

Максимально допустимый расход твердой фазы $Q_{т\partial}^{\partial оп}$ соответствует максимальной концентрации твердой фазы в гидросмеси, обеспечивающей надкритический режим при максимальном расходе гидросмеси в транспортном (подающем) трубопроводе. Если ограничения (5) не выполняются, т.е. при заданном расходе твердой фазы достигнут критический расход гидросмеси в транспортном трубопроводе и нельзя выйти из этого режима путем увеличения расхода гидросмеси, то формируется и выдается сообщение о такой ситуации оператору-технологу, при этом необходимо уменьшать задание на расход твердого $Q_{т\partial з}$ до тех пор, пока критический режим не будет ликвидирован.

Выходной информацией подсистем управления технологическими процессами сбора, отмыва, перекачки и дозирования ЖМК, исходя из вышеприведенного, является:

– управляющие воздействия на приводы насосов отмыва и перекачки дозатора, а также задание на частоту вращения и заглубления рабочего органа агрегата сбора;

– команды на включение и отключение агрегатов;

– сообщение о режимах агрегатов рассматриваемой подсистемы, выводимые на терминал оператора-технолога;

– значения регулируемых переменных, выводимые на терминал оператора-технолога.

На основании вышеприведенных исследований разработан алгоритм управления этими процессами.

Входная информация, необходимая для подсистемы управления технологическими процессами сбора, отмыва, перекачки и дозирования твердого полезного ископаемого, подразделяется на переменную и условно постоянную. К переменной относится информация, поступающая от соответствующих датчиков системы управления, которая характеризует: скорость движения агрегата сбора V_{ac}; заданный массовый расход твердых полезных ископаемых $Q_{mTз}$; напор насоса отмыва $H_{но}$; объемный расход воды в магистрали отмыва $Q_{во}$; объемный расход гидросмеси в гибком трубопроводе $Q_{ггс}$; плотность гидросмеси на входе гибкого трубопровода $\rho_{ггс}$; напор насоса перекачки $H_{нп}$; частоту вращения насоса перекачки $n_{нп}$; мощность насоса перекачки $N_{нп}$; уровень твердого полезного ископаемого в бункере-накопителе $h_{Тб}$; частоту вращения вала дозатора n_{∂}; мощность привода дозатора N_{∂}; объемный расход гидросмеси в подающей части транспортного (подводящего) трубопровода $Q_{гс}$; плотность гидросмеси над дозатором $\rho_{гсд}$; заданный массовый расход железомарганцевых конкреций на выходе дозатора $Q_{mTдз}$.

К условно постоянной относится информация, вводимая оператором-технологом и содержащая постоянные и настроечные параметры системы управления. Параметры этого вида информации следующие: плотность частиц твердого полезного ископаемого ρ_T (1750…2600 кг/м^3); плотность ила ρ_n (1200…1350 кг/м^3); плотность морской воды $\rho_в$ (1080…1100 кг/м^3); радиус рабочего органа агрегата сбора $R_{ро}$; ширина захвата рабочего органа агрегата сбора $b_{ро}$; максимально допустимый уровень твердого полезного ископаемого в бункере-накопителе $h_{Тб}^{\max}$; максимальный массовый расход твердого на выходе агрегата сбора $Q_{mTac}^{\max}$; максимальная частота вращения вала насоса перекачки $n_{нп}^{\max}$; максимальное заглубление рабочего органа агрегата сбора $h_{зб}^{\max}$; максимально допустимая концентрация ила в гибком трубопроводе $S_n^{\max}$; отношение давления на выходе гибкого трубопровода в надкритическом режиме к тому же давлению при отсутствии твердого в гибком трубопроводе $P_{ггс}^{кр}/P_{ггв}=2{,}32$; средний диаметр частиц твердого полезного ископаемого (ТПИ) d_T; минимальная частота вращения вала двигателя дозатора в рабочем режиме $n_{\partial}^{\min}$; допустимая частота вращения вала двигателя дозатора при стопорении n_{∂}; максимально допустимая мощность привода дозатора в рабочем режиме $N_{\partial}^{\partial оп}$; допустимая длительность работы дозатора на реверсе при стопорении $t_{\partial}^{р}$ (≤20 с); допустимое отклонение расхода железомарганцевых конкреций от заданного значения ($Q_{mTд}\leq\pm Q_{mTз}$); плотность залегания конкреций на данном участке дна $n_к$.

На рис. 1 представлена схема алгоритма управления технологическими процессами сбора, отмыва и перекачки твердых полезных ископаемых от агрегата сбора до бункера-накопителя. Функционирование подсистемы начинается вводом условно постоянной информации (символы 1, 2). При этом фиксируются моменты начала интервала работы t_0 и начала шага работы t_M, а также организуется счетчик числа шагов работы (символ 3).

В начале каждого шага производится ввод значений параметров переменной информации (символ 4).

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

В символе 5 производится анализ условия: $n_{нп} < n_{нп}^{\max}$, где $n_{нп}$, $n_{нп}^{\max}$ – соответственно текущая и максимальная частота вращения вала насоса перекачки.

При выполнении этого условия производится выдача на вход звена «привод насоса перекачки» управляющего воздействия:

$$u_{нпз(i1)} = u_{нпзi} + \Delta u ,$$

где $u_{нпз(i1)}$ – управляющее воздействие на привод насоса перекачки для следующего шага (i+1); $u_{нпзi}$ – то же воздействие на текущем (i) шаге; Δu – шаг приращения $u_{нпз}$ при разгоне насоса перекачки (символ 6).

Если при анализе в символе 5 установлено равенство, то далее выполняется шаг рабочего режима сбора и перекачки железомарганцевых конкреций. При этом определяется задание частоты вращения рабочего органа агрегата сбора $n_{роз}$, соответствующей текущей скорости движения агрегата сбора V_{ac} (символ 8) и регулируется частота $n_{ро}$ на расчетном уровне $n_{роз}$ (символ 9).

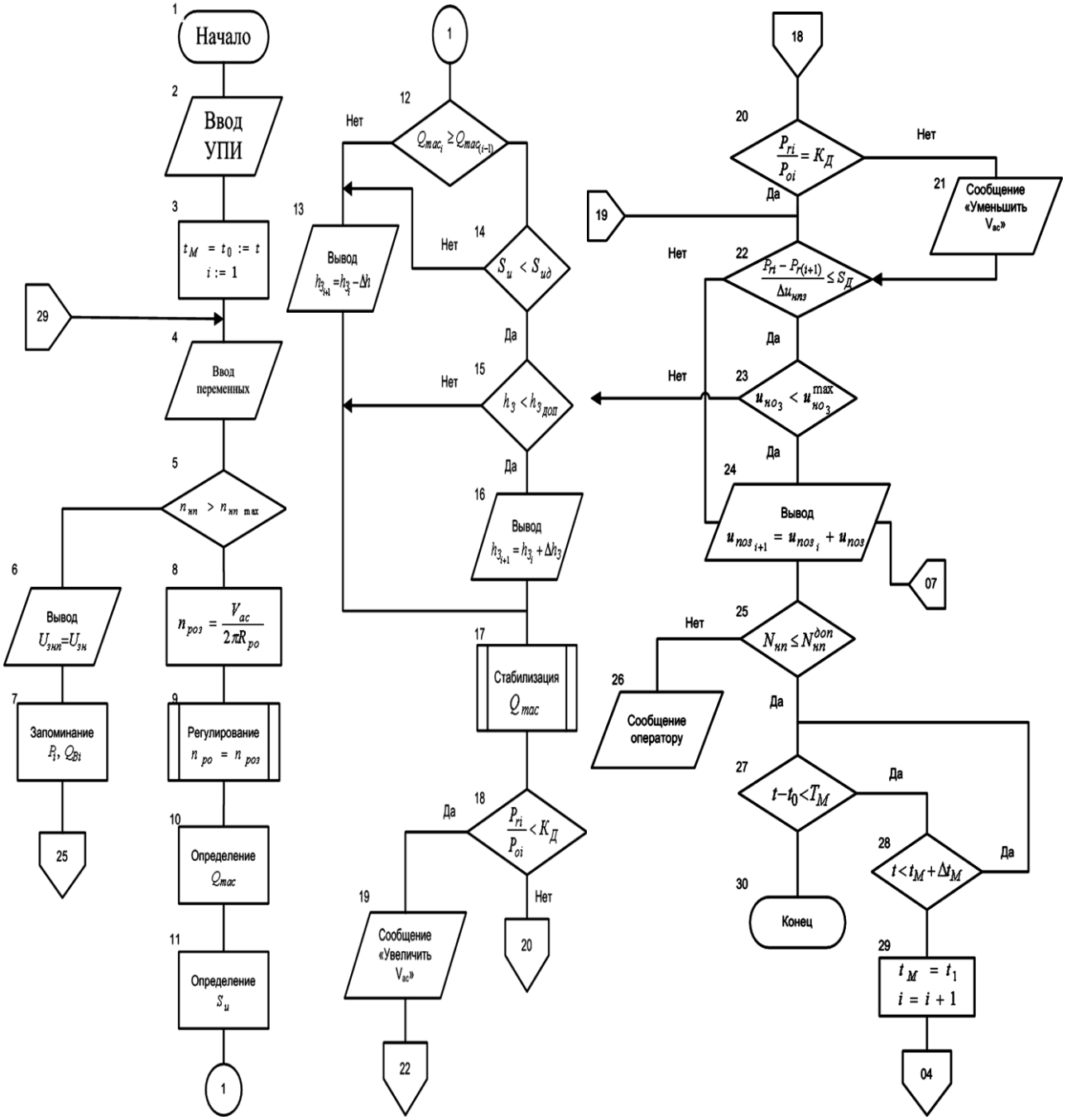


Рис. 1. Алгоритм подсистемы управления технологическими процессами сбора, отмыва и перекачки твердого полезного ископаемого

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Затем в символах 10, 11 определяются значения расхода ТПИ и ила на входе гибкого трубопровода Q_{mac} и S_n, а в символе 12 анализируется изменение Q_{mac} за один шаг. Если приращение $\Delta Q_{mac}>0$, концентрация илов S_n не превышает допустимую величину $S_{nд}$ (проверка в символе 14), а величина заглубления рабочего органа агрегата сбора $h_з$ не достигла максимально допустимой $h_{з\,доп}$ (символ 15), то изменяется заглубление рабочего органа в грунт на заданную величину $\Delta h_з$ (символ 16). В случае если $\Delta Q_{mac}<0$ либо $S_n>S_{nд}$, изменяется заглубление рабочего органа из грунта на величину $\Delta h_з$ (символ 13).

Запоминаются текущие значения давления на выходе насоса и соответствующего ему расхода воды в гибком трубопроводе (символ 7).

Таким образом, осуществляется минимизация потерь твердых полезных ископаемых при добыче и обеспечивается допустимое содержание илов в гидросмеси в гибком трубопроводе.

Регулирование производительности агрегата сбора на заданном оператором уровне достигается путем соответствующего регулирования скорости движения агрегата сбора (символ 17). При этом увеличение производительности агрегата сбора, т.е. V_{ac}, на каждом шаге управления производится до тех пор, пока отношение давления гидросмеси $P_{ггсi}$ на выходе гибкого трубопровода к давлению $P_{воi}$ воды при разгоне насоса перекачки до расхода воды, равного измеренному текущему расходу гидросмеси, не достигнет заданной величины $K_з$ (символы 18, 19). В случае, если $P_{ггсi}/P_{воi}>K_з$ производится уменьшение V_{ac}, а, следовательно, и производительности агрегата сбора (символы 20, 31). Таким образом, достигается оптимальная (с точки зрения потерь в трубопроводе перекачки) концентрация ЖМК в гидросмеси. Процесс отмыва твердого от ила представлен символами (20…24): увеличение задания на насос отмыва $u_{ноз}$ происходит до тех пор, пока контролируемое отношение приращения за один шаг изменения давления ($P_{ггсi}-P_{ггс(i\text{-}1)}$) к приращению за тот же шаг задания на расходы в магистрали отмыва $\Delta u_{ноз}$ не превысит заданного допустимого значения $S_д$, либо пока $u_{ноз}$ не достигнет своей допустимой границы $u_{ноз}^{\max}$.

В конце каждого шага изменения параметров производится контроль мощности насоса перекачки $N_{нп}$ (символ 25), при превышении которой максимально допустимого значения $N_{нп}^{доп}$ выдается соответствующее сообщение оператору (символ 26). Затем, если интервал работы ($t-\tau_0$) меньше заданного значения T_M (символ 27), а время, прошедшее от начала текущего шага, достигло заданной величины шага работы Δt_M (символ 28), выполняется следующий шаг (модификация счетчика числа шагов и запоминание момента начала текущего шага (символ 29), а затем – возврат к символу 4. При $(t-t_0)=T_M$ процесс завершается (символы 27, 30).

При проверке разгона насоса перекачки на каждом шаге выполняются только операции, представленные символами 1…7 и 25…29.

На рис. 2 представлен алгоритм подсистемы управления технологическим процессом дозирования ТПИ из бункера-накопителя в транспортный (подающий) трубопровод. Функционирование начинается вводом соответствующей условно постоянной информации (символы 1, 2). Затем фиксируются моменты начала работы t_0 и начала шага t_M (символ 3) и производится ввод входных контролируемых переменных (символ 4). В символе 5 производится анализ уровня ЖМК в бункере-накопителе, h_T. Если $h_T \geq h_T^{\min}$, то происходит включение дозатора (символы 6, 7), а при невыполнении этого соотношения – выключение дозатора. Происходит выдача соответствующего сообщения оператору (символы 8, 9) и завершение процесса (переход к символу 28).

При включенном дозаторе производится анализ задающего воздействия, выдаваемого на привод дозатора $u_{дз}$ (символ 10) и, если $u_{дз}$ меньше $u_{дз}^{\min}$,минимально допустимого уровня, $u_{дз}$ присваивается значение $u_{дз}^{\min}$ (символ 11) и выполняется новый шаг (переход к символу 22).

Нулевая частота вращения вала дозатора $n_д$ при ненулевом задании $u_{дз}$ (анализ в символе 12) либо превышение расчетной допустимой мощности привода дозатора (расчет производится по паспортным данным привода в символе 13, а анализ этого условия в символе 14) являются признаками стопорения вала дозатора. Отработка стопорного режима осуществляется операциями в символах 15…20, а именно: выдается сообщение о стопорении оператору (символ 15), осуществляется реверс привода дозатора (символ 16) и работа в режиме при задающем воздействии $u_{дз}^{доп}$ (символ 17). Если при этом в течение допустимого времени $\Delta t^{доп}$ частота вращения и мощность дозатора изменяются до допустимой величины, происходит обратный реверс привода для нормального режима работы дозатора (символы 18…20), а в противном случае процесс дозирования завершается (возврат к символу 9).

Если на текущем шаге в результате анализа режима работы дозатора в символах 10…14, 19 не выявлен режим стопорения, то в символе 21

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

производится расчет задающего воздействия $u_{дз}$, соответствующего заданному расходу ЖМК на выходе дозатора $Q_{mTдз}$ при текущих значениях плотности и размеров частиц ТПИ по зависимости: $Q_{mTдз}=f(n_д,d_T,\rho_T)$, с учетом равенства $Q_{mTд}=Q_{mTдз}$ и характеристики $n_д=f(u_{дз})$. В этих функциях $Q_{mTд}$, $Q_{mTдз}$ – соответственно текущий и заданный расходы ТПИ на выходе дозатора; $n_д$ – частота вращения вала дозатора; d_T – средний размер частиц твердого в бункере-накопителе; ρ_T – плотность частиц твердого; $u_{дз}$ – задающее воздействие на привод дозатора.

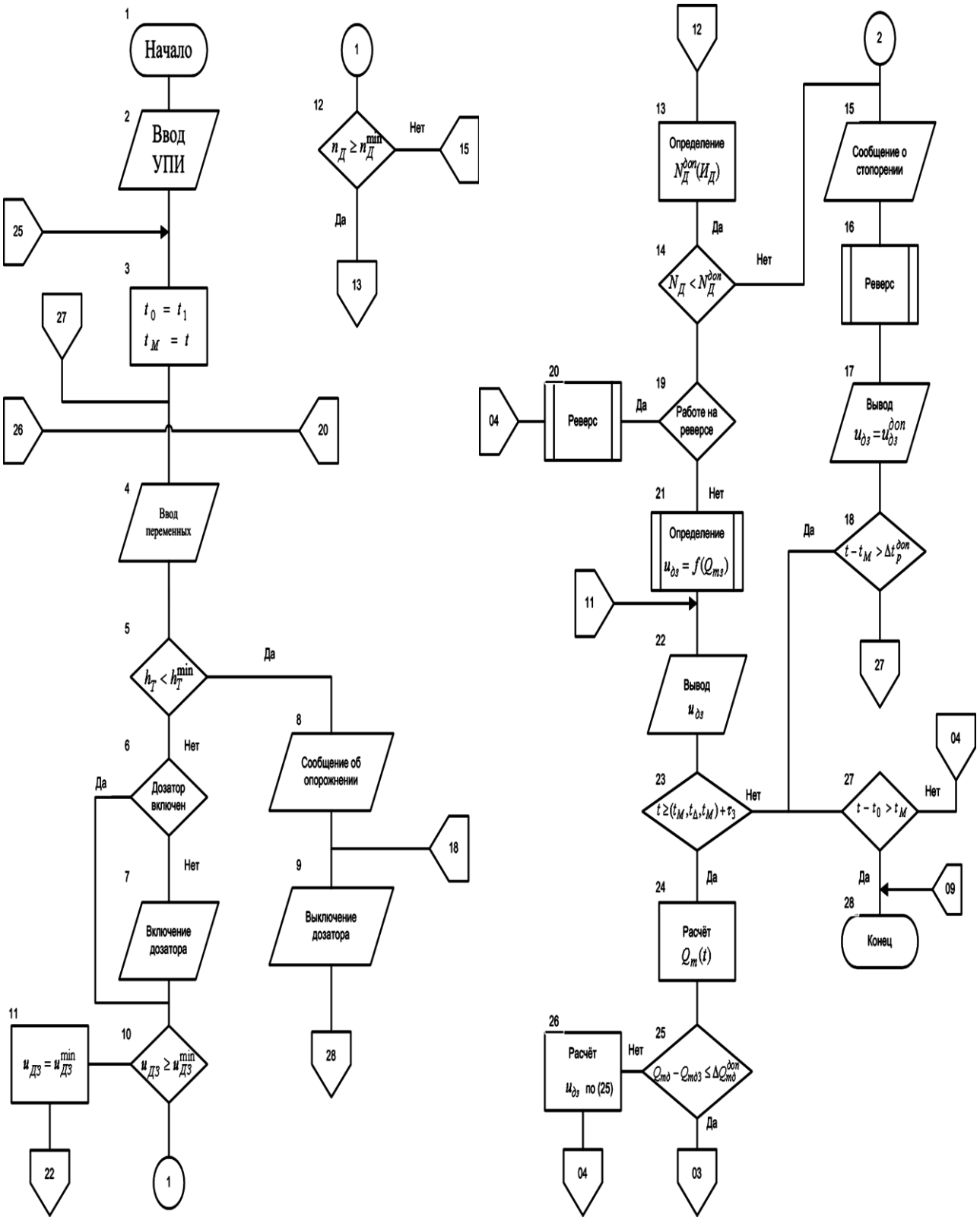


Рис. 2. Алгоритм подсистемы управления технологическим процессом дозирования твердого полезного ископаемого

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Расчетное значение $u_{\partial з}$ выдается на вход звена «привод дозатора» в течение шага Δt_M и времени $\tau_з$, соответствующего запаздыванию в канале измерения плотности гидросмеси в транспортном трубопроводе на выходе дозатора (символ 23 – анализ завершения интервала $\Delta t_M+\tau_з$).

После завершения указанного интервала времени производится определение расхода ЖМК по полученным значениям плотности и расхода гидросмеси в транспортном трубопроводе (символ 24), а затем производится регулирование $Q_{mT\partial}$ по отклонению от $Q_{mT\partial з}$, при котором задающее воздействие на привод дозатора $u_{\partial з}$ рассчитывается в символе 26 в соответствии со следующим законом:

$$u_{\partial з(t_M+\Delta t_M)} = u_{\partial з(t_M)} - K_p \frac{n_{\partial(t_M)}}{Q_{mT\partial(t_M)}} \cdot (Q_{mT\partial(t_M)} - Q_{mT\partial з}),$$

где $u_{\partial з(t_M)}, u_{\partial з(t_M+\Delta t_M)}$ – задание, выдаваемое на привод дозатора соответственно на текущем и последующем шагах; K_p – коэффициент усиления регулятора; $n_{\partial(t_M)}$ – текущая частота вращения вала дозатора; $Q_{mT\partial(t_M)}$ – текущий расход твердого на выходе дозатора.

Регулирование завершается, если отклонение $Q_{mT\partial}$ от $Q_{mT\partial з}$ не превышает заданной допустимой величины $\Delta Q_{mT\partial}^{\partial on}$ (анализ в символе 25). В символе 27 на каждом шаге анализируется полное время $(t–t_0)$ и, если оно превышает заданную длительность ΔT_M, процесс завершается (символ 28).

Выводы

Получены алгоритмы подсистем управления технологическими процессами сбора, отмыва, перекачки и дозирования ТПИ. В дальнейших исследованиях необходимо разработать алгоритм автоматического управления технологическим процессом эрлифтного гидроподъема.

Список литературы

1. Самуся, В.И. Разработка алгоритмов управления переходными режимами в глубоководных эрлифтных гидроподъемах / В.И. Самуся, В.Е. Кириченко, В.В. Евтеев // Наукові праці ДонНТУ. – Донецьк: ДонНТУ, 2008. – Вип. 16 (142). – С. 239-244. (сер.: гірничо-електромеханічна).
2. Исследование устойчивости системы автоматического регулирования многосмесительных эрлифтных гидроподъѐмов / В.Б. Малеев [и др.] // Материалы XV Международной научно-технической конференции «Горная энергомеханика и автоматика» 24-27 ноября 2015 г. в г. Донецке. – Донецк: ДонНТУ, 2015. – С. 56.
3. Работа компрессора на эрлифтный гидроподъѐм при осушении скважин и стволов / В.Б. Малеев [и др.] // Научные труды ДонНТУ. – Донецк: ДонНТУ, 2016. – Вып.2(25). – С. 24-34. (серия: горно-геологическая).
4. Кириченко, Е.А. Особенности разработки экспериментальной автоматизированной системы управления морскими горными добычными комплексами / Е.А. Кириченко, В.И. Самуся, В.Е. Кириченко // Збірник наукових праць Національного гірничого університету. – Дніпропетровськ: НГУ, 2008. – Вип. 30. – С. 112-120.
5. Патент №2622175 (ФРГ). М. кл. 01 23/08, 01 5/00 Способ определения составных частей объема трехкомпонентной смеси / У. Фангер, Р. Пепельник, В. Мтхаэлисот. – 10.08.1978.
6. Мияэ, С. Оптимальные условия гидравлической транспортировки сыпучих веществ // Рюттайкогакку. – 1976. – №9, Т.12. – С. 536-544.
7. Многосмесительные эрлифтные установки для откачки воды из шахтных стволов и скважин / В.Б. Малеев [и др.] // Научные труды ДонНТУ. – Донецк: ДонНТУ, 2017. – Вып.1(26). – С. 23-37. (сер.: горно-геологическая).
8. Wakton,W.H. Aerodynamic Capture of Particles / W.H. Wakton, A. Woolcock. – N.Y.: Pergamon, 1960. – 129 p.
9. Bilardo, U. Simulazione di procedure di sollevamento di solidi in Colonna liquida con air-lift // Ind. Miner. – 1994. – No.5. – P. 23-28.
10. Nicklin, D.J. The air-lift pump: theory and optimization // Trans. Inst. Chem. Eng. – 1963. – No.1. Vol.41. – P. 29-39.
11. Теория и прикладные аспекты гидротранспортирования твердых материалов / И.А. Асауленко [и др.] – Киев: Наукова думка, 1981. – 364 с.
12. Малеев, В.Б. Развитие научных основ системы шахтного водоотлива: дис. … док. техн. наук: 05.05.06 / Малеев Виктор Борисович. – Донецк, 2003. – 317 с.
13. А.с. №284569 СССР. М. кл. Е 02Г 3/94. Способ автоматического управления гидроподъемом твердых полезных ископаемых со дна и устройство для его осуществления / М.С. Фельзер и др. – 28.07.1988.
14. Александровский, А.М. Адаптивные системы управления сложными технологическими процессами // А.М. Александровский, С.В. Егоров, Р.Е. Кузин. – М.: Энергия, 1973. – 272 с.

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

V.B. Maleev /Dr. Sci. (Eng.)./, N.I. Scorynin /Cand. Sci. (Eng.)/, A.A. Kudryavtsev
Donetsk National Technical University (Donetsk)

AUTOMATED OPERATION MANAGEMENT OF DEEP-WATER MINERALS MINING INSTALLATIONS

Background. *The paper shows that the performance of the deep-water hydraulic airlift depends on the reliability of the management of the processes of mining minerals, washing them from silt and pumping from the collection unit to the hopper. Depending on the controlled speed of the collection unit, its rotation frequency is determined. Established, that the mode of motion of the mixture in the flexible pipeline must be maintained close to critical. Herewith, the ratio of the significant hydraulic gradient to the hydraulic gradient during the movement of pure water is a constant value that does not depend on either the concentration or the density of solid particles and is equal to three. With a short vertical flexible pumping pipeline, the flow rate of the slurry in it is maintained at the calculated supercritical level.*

Materials and/or methods. *The dosing process consists in regulating the supply of minerals to the transport pipeline from the storage hopper. The intensity of the minerals feed is adjusted by a corresponding change in the setting effect on the doser drive. The perturbation control method is implemented using an adaptive mathematical model. It is necessary to reverse the drive of the doser to exit the locking mode. Output information of subsystems of gathering, washing, pumping and dosing is: the control of pump actuators of washing and pumping of the doser, as well as setting the speed and depth of the working body of the collection unit; information about the operating modes of the subsystem in question output to the operator-technologist terminal, and values of regulated variables output to the same terminal. Input information required for the subsystem of control of technological processes of collection, washing, pumping and dosing of solid minerals is divided into variable and conditionally constant.*

Results. *The developed algorithms of subsystems of control of collecting, washing, pumping and dosing of solid minerals are used at the automation of lifting.*

Conclusion. *Control algorithms of subsystems of collecting, washing, pumping and dosing of solid mineral of hydraulic airlift allow creating the scheme of the automated control.*

Keywords: *deep-water airlift, control algorithm, motion mode of the hydraulic mixture, the collection unit movement speed.*

Сведения об авторах

В.Б. Малеев
SPIN-код: 7651-9977
Телефон: +380 (71) 321-97-68
Эл почта: teormeh@fimm.donntu.org

А.А. Кудрявцев
SPIN-код: 5524-4958
Телефон: +380 (71) 302-85-39
Эл почта: tmech_kaa@mail.ru

Н.И. Скорынин
SPIN-код: 1869-5382
Телефон: +380 (71) 330-18-85
Эл почта: teormeh@fimm.donntu.org

Статья поступила 20.05.2019 г.
© В.Б. Малеев, Н.И. Скорынин, А.А. Кудрявцев, 2019
Рецензент д.т.н., проф. А.П. Кононенко

УДК 621.867.2

Н.А. Скляров /к.т.н./, В.Ф. Шавлак /к.т.н./, В.Н. Скляров
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТАЛЛОФТОРОПЛАСТОВЫХ ПОДШИПНИКОВ КАК ФАКТОР ПОВЫШЕНИЯ РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ РОЛИКОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Приведены методика оценки ремонтопригодности роликов ленточных конвейеров с учетом рекомендаций Московского горного института и результаты оценки времени восстановления работоспособного состояния отказавшего ролика. Предложена конструкция ролика повышенной ремонтопригодности, обеспечивающая увеличение ресурса ролика в 5 раз.

Ключевые слова: *конвейер, ролик, ремонтопригодность, оценка, повышение, ресурс.*

Постановка проблемы

Самыми ответственными и массовыми узлами ленточных конвейеров, в большой степени определяющими их работоспособность, надежность и долговечность, являются ролики, поддерживающие груженую и холостую ветви конвейеров. Всего в эксплуатации их находится примерно 40 млн. штук [1].

Как указано в [2], опыт эксплуатации позволяет заключить, что на шахтных ленточных конвейерах основными факторами, определяющими ресурс ролика, являются выход из строя подшипниковых узлов и износ обечайки роликов. По этим причинам срок службы роликов на горных предприятиях снижается до 5…7 месяцев.

Увеличение ресурса роликов и роликоопор в целом за счет применения подшипников нового технического уровня повышенной долговечности и ремонтопригодности является актуальной задачей.

Анализ последних исследований и публикаций

В ленточных конвейерах ряд зарубежных фирм (в основном США и Англия) используют конические роликоподшипники, применение которых обусловлено, в первую очередь, высокой несущей способностью последних и целесообразно на мощных тяжело нагруженных конвейерах. Однако это преимущество может быть реализовано только при малых угловых деформациях осей роликов и требует увеличения их жесткости, а также постоянного пополнения смазки и регулировки подшипников с целью поддержания радиальных зазоров в допустимых пределах.

Ведущие европейские фирмы по производству ленточных конвейеров ориентируются на применение в узлах вращения роликов шарикоподшипников. Ряд фирм – KONE (Финляндия), FCK (Япония) и другие применяют для роликов, работающих в запыленных и влажных условиях, шарикоподшипники закрытых и полузакрытых конструкций.

Работы, выполненные в Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана, показали, что наиболее рациональным из возможных путей повышения качества конвейерных роликов является замена однорядных радиальных шарикоподшипников идентичными по размерам двухрядными сферическими. Эффективность такой замены обуславливается большей в 3…8 раз долговечностью сферических подшипников, работающих в условиях перекоса колец.

Долговечность роликов с шарикоподшипниками значительно ниже долговечности аналогичных роликов с подшипниками скольжения. Сравнительные испытания роликов с радиально-упорными шарикоподшипниками и с металлокерамическими подшипниками, проведенные институтами «Гипроуглемаш» и ЦНИИТМАШ на шахтах и угольных карьерах показали, что средний срок службы роликов с шарикоподшипниками не превышал 200 часов, однако были отмечены случаи выхода из строя роликов уже после 30 и даже 20 часов работы.

Продолжительность работы роликов с металлокерамическими подшипниками скольжения составила в большинстве случаев 1500 часов [3].

Проведенный анализ показал, что в настоящее время на шахтах Донбасса в роликах ленточных конвейеров практически не применяются подшипники скольжения.

Из зарубежного опыта есть сведения о применении в США роликов из негорючего материала на графитопластмассовых подшипниках скольжения, не требующих смазки.

Цель (задачи) исследования

Целью настоящей работы является разработка методики и оценка ремонтопригодности ро-

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

ликов ленточных конвейеров нового технического уровня с ресурсом в 5 раз выше, чем у роликов аналогичной конструкции с подшипниками качения.

Основной материал исследования

Фторопластовое покрытие, используемое в подшипниках скольжения винта вертолетов, в автостроении и оборудовании ткацких станков, выгодно отличается от других полимерных покрытий по значению коэффициентов трения, которое составляет 0,049 при сухом трении и 0,027 при смазке маслом [4].

Основной областью применения металлофторопластовых подшипников являются узлы сухого трения. У металлофторопластового материала все рабочие характеристики близки к наилучшим, что делает этот материал наиболее универсальным по своим свойствам. Наиболее ценные из этих свойств состоят в том, что при работе без смазки металлофторопластовый материал допускает очень большие удельные нагрузки (до 350 МПа); сохраняет работоспособность в широком диапазоне температур (от –250 до +300 °С); имеет теплопроводность и коэффициент термического расширения почти такие же, как у стали; на поверхности не возникает статическое электричество, фреттинг-коррозия и ложное бринеллирование.

С целью значительного повышения долговечности подшипников и установления возможности эффективной замены в роликах шахтных ленточных конвейеров шарико- и роликоподшипников подшипниками скольжения при сохранении значений величин сопротивления вращению ролика, равных или близких к аналогичному параметру, достигаемому в роликах с подшипниками качения, по договору № 831004000 с Минуглепромом Украины и объединением «Донецкуглеремонт», с участием кафедры горнозаводского транспорта и логистики (ГЗТЛ) Донецкого национального технического университета была выполнена научно-исследовательская работа по созданию роликов шахтных ленточных конвейеров с металлофторопластовыми втулками вместо подшипников качения. Опытная конструкция ролика повышенной ремонтопригодности разработана на базе серийного ролика с подшипниками качения Краснолучского машзавода и представлена на рис. 1. Одним из отличий в конструкции данного ролика от серийных конструкций, применяемых в ленточных конвейерах, является выполнение в корпусе подшипника 4 двух резьбовых отверстий, позволяющих с помощью резьбовых соединений извлекать изношенный подшипник и заменять его новым, а не отправлять в металлолом [5…8].

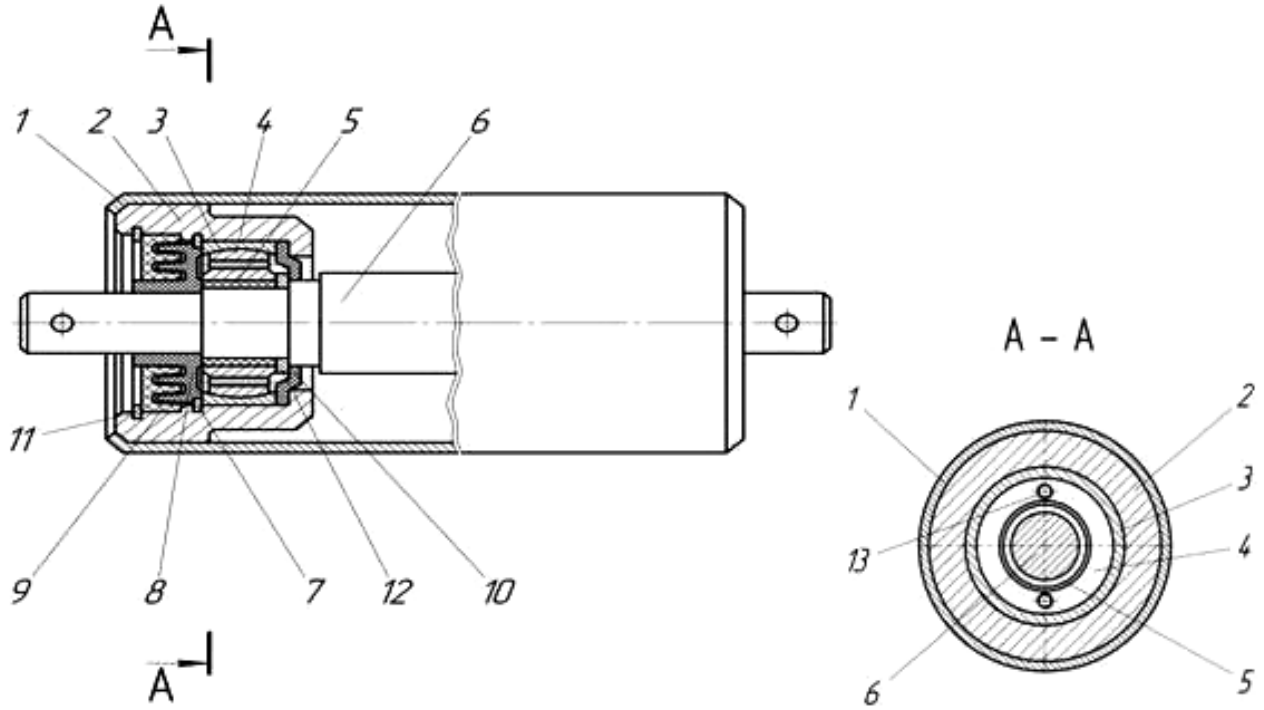


Рис. 1. Ролик ленточных конвейеров повышенной ремонтопригодности:
1 – обечайка; *2* – стакан; *3* – сферическое кольцо; *4* – корпус подшипника;
5 – металлофторопластовая втулка; *6* – ось; *7* – пружинное кольцо;
8, 9 – пылезащитные уплотнения; *10* – защитное уплотнение; *11* – стопорное кольцо;
12 – упорное кольцо; *13* – два резьбовых отверстия

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Были проведены наблюдения за работой контрольной партии роликов с подшипниками качения. С использованием основных положений методики Московского горного института [2] проведена оценка среднего времени восстановления отказа ролика.

Методика оценки ремонтопригодности роликов ленточных конвейеров включает следующие этапы:

1. Первичная обработка статистических данных о времени устранения отказов конвейерных роликов.

1.1. Выбор способа и реализация группирования значений случайной величины в интервалы.

1.2. Построение эмпирического распределения (гистограммы) случайной величины.

1.3. Определение числовых статистических характеристик случайной величины.

2. Определение закона распределения случайной величины.

2.1. Выдвижение гипотезы о возможном подчинении распределения исследуемой случайной величины тому или иному закону распределения.

2.2. Построение кривой распределения (графика плотности вероятности распределения случайной величины).

2.3. Оценка степени соответствия между выдвинутой гипотезой и статистическим распределением случайной величины.

Порядок выполнения оценки ремонтопригодности ролика.

Статистические данные целесообразно представить в виде статистического ряда, записав их в табл. 1 по мере возрастания значений случайной величины. Весь массив данных числовых характеристик распределения случайной величины t_p (табл. 2) разбит на 7 интервалов.

Для каждого интервала подсчитываются: n_i – количество значений случайной величины, попавших в интервал; n_i/n – частота; $\Sigma(n_i/n)$ – накопленная частота; $n_i/(n\cdot\Delta t_p)$ – эмпирическая плотность вероятности.

Накопленная частота для всех интервалов должна быть равна 1,0, что служит проверкой правильности вычисления частоты для каждого интервала.

Результаты подсчетов заносятся в табл. 2.

Табл. 1. Статистические данные о времени ликвидации отказов

№ ролика	t_p, мин	№ ролика	t_p, мин	№ ролика	t_p, мин	№ ролика	t_p, мин
1	4,7	13	13,0	25	17,0	37	20,8
2	4,8	14	13,1	26	17,4	38	20,8
3	6,4	15	13,3	27	17,4	39	20,9
4	7,3	16	13,5	28	18,0	40	30,1
5	8,4	17	13,8	29	18,0	41	30,2
6	9,6	18	14,0	30	18,4	42	33,3
7	10,0	19	14,1	31	18,5	43	35,0
8	10,4	20	14,3	32	18,5	44	41,5
9	11,2	21	14,7	33	19,0	45	42,3
10	11,8	22	15,0	34	19,0	46	65,0
11	12,0	23	15,5	35	20,2	47	70,0
12	12,3	24	15,0	36	20,7	48	92,0

Табл. 2. Числовые характеристики распределения случайной величины t_p

Интервалы t_p, мин	Величина интервала, Δt	Среднее значение, t_p	Количество значений, попавших в интервал, n_i	Частота, n_i/n	Накопленная частота, $\Sigma(n_i/n)$	Эмпирическая плотность вероятности, $n_i/(n\cdot\Delta t_p)$
4,7…8,4	3,7	6,55	5	0,1042	0,1042	0,0282
8,4…13,8	5,4	11,1	12	0,2500	0,3542	0,0463
13,8…17,4	3,6	15,6	10	0,2083	0,5624	0,0578
17,4…19,0	1,6	18,2	6	0,1250	0,6874	0,0781
19,0…20,8	19,8	1,8	5	0,1042	0,7916	0,0578
20,8…35,0	27,9	14,2	5	0,1042	0,8958	0,0073
35,0…92,0	63,5	57,0	5	0,1042	1,0000	0,0018

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

На основании данных табл. 2 определяются основные статистические характеристики случайной величины: статистическое среднее – $\widetilde{m}_{t_p}$; статистическая дисперсия – $\widetilde{D}_{t_p}$; среднее квадратическое отклонение – σ_{t_p}.

По данным табл. 1 (7-й столбец) строится гистограмма распределения случайной величины t_p. Для этого на оси абсцисс откладываются величины интервалов Δt_p случайной величины и на каждом из интервалов строится прямоугольник площадью, равной частоте появления случайной величины в данном интервале. Высоты прямоугольников пропорциональны соответствующим частотам и равны эмпирической плотности вероятности. На гистограмме строится выравнивающая кривая распределения и выдвигается гипотеза о теоретическом законе распределения случайной величины.

Из характера гистограммы можно предположить, что исследуемая случайная величина распределена по тому или иному закону. Можно принять гипотезу об экспоненциальном законе распределения, если наблюдается почти полное совпадение статистического среднего $\widetilde{m}_{t_p}$ и среднего квадратического отклонения σ_{t_p} случайной величины t_p.

Для экспоненциального распределения плотность вероятности имеет вид:

$$f(t_p) = \frac{1}{m_{t_p}} e^{-\frac{t_p}{m_{t_p}}}.$$

Существенное расхождение по величине оценок математического ожидания и среднего квадратического отклонения случайной величины не позволяет принять гипотезу об экспоненциальном законе распределения. В этом случае рекомендуется принимать гипотезу о логарифмически-нормальном законе распределения случайной величины, при $\lg t_p$ распределен по нормальному закону. Плотность вероятности имеет вид:

$$f(t_p) = \frac{M}{t_p \cdot \sigma_{t_p}\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-(t_p - m_{\lg t_p})^2 \cdot (2\sigma^2_{t_p})^{-1}},$$

где M=0,4343 – основание натуральных логарифмов.

Для оценки ремонтопригодности ролика были проведены наблюдения за работой партии роликов и зафиксировано 48 значений случайной величины – времени восстановления отказа t_p, представленных в табл. 1.

Общее время простоя конвейера для ликвидации отказов роликов с подшипниками качения за год составило 1002,6 мин; или 16,71 час.

Среднее время восстановления отказа ролика составило: t_p=1002,6:48=20,8 мин.

Для оценки степени соответствия между выдвинутой гипотезой и статистическим распределением случайной величины весь массив статистических данных разбиваем на 7 интервалов, определяем значения числовых характеристик случайной величины (см. табл. 2).

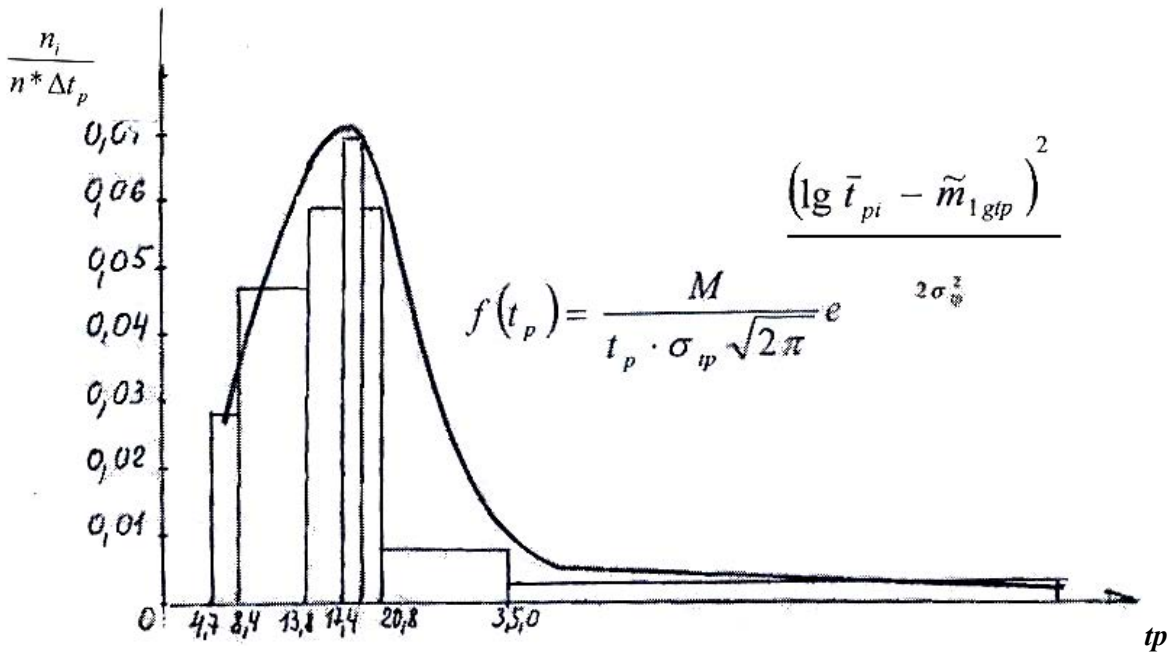


Рис. 2. Гистограмма и выравнивающая теоретическая кривая логарифмически-нормального распределения времени восстановления отказа роликов

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Определяем параметры распределения случайной величины:

$m_{t_p} = \sum t_p \frac{n_i}{n}$ – статистически среднее:

$$6{,}55\cdot 0{,}1042+11{,}1\cdot 0{,}2+15{,}6\cdot 0{,}2083+18{,}2\cdot 0{,}125+$$
$$+19{,}8\cdot 0{,}1042+27{,}9\cdot 0{,}1042+27{,}9\cdot 0{,}1042+$$
$$+18{,}2\cdot 0{,}125+63{,}5\cdot 0{,}1042=20{,}57 \text{ мин},$$

$\widetilde{D}_{tp} = \sum (t_{pi} - m_{pi})^2 \frac{n_i}{n}$ – статистическая дисперсия:

$$(6{,}55–20{,}57)^2\cdot 0{,}1042+(11{,}1–20{,}57)^2\cdot 0{,}25+$$
$$+(15{,}6–20{,}57)^2\cdot 0{,}2083+(18{,}2–0{,}2057)^2\cdot 0{,}125+$$
$$+(19{,}8–20{,}57)^2+(27{,}9–20{,}57)^2+(63{,}5–20{,}57)^2=$$
$$=246{,}44 \text{ мин},$$

$\sigma_{tp}=\sqrt{D_x}$ – среднее квадратическое отклонение: $\sqrt{D}_x = \sqrt{246{,}44} = 15{,}69$.

Полученное статистическое среднее m_{tp}=20,57 мин является оценкой среднего восстановления отказа ролика: $T_в$=1002,6:48=20,88 мин. Так как между статистическим средним m_{tp} и средним квадратическим отклонением σ_{tp} имеются существенные расхождения, принимаем гипотезу о логарифмически-нормальном законе распределения случайной величины (см. рис. 2) и рассчитываем параметры распределения по нижеприведенным формулам:

$$\widetilde{m}_{\lg t_p} = \sum_{t=1}^{k} \lg \bar{t}_{p_i} \frac{n_i}{n} = 1{,}224,$$

$$\widetilde{\sigma} = \sqrt{\sum_{i=1}^{k} \left(\lg \bar{t}_{p_i} - \widetilde{m}_{\lg t_p}\right)^2 \frac{n_i}{n}} = 0{,}257\cdot$$

Теоретическая вероятность попадания случайной величины в заданный интервал /α, β/ для логнормального распределения рассчитываем по формуле:

$$P\{\alpha < t_p < \beta\} = \phi\left(\frac{\lg\beta - \widetilde{m}\lg_{tp}}{\overline{\sigma}\lg_{tp}}\right) -$$
$$-\phi\left(\frac{\lg\alpha - \widetilde{m}\lg_{tp}}{\overline{\sigma}\lg_{tp}}\right) = \phi(z'') - \phi(z'),$$

где $\phi(Z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{Z^2}{2}} dz$ – нормированная функция Лапласа; $\phi(Z)$ – является нечетной функцией, т.е. $\phi(–Z)=–\phi(Z)$.

На гистограмме (см. рис. 2) построена выравнивающая кривая распределения случайной величины, представляющая собой график функции $f(t_p)$, которая, сохраняя в основном существенные особенности статистического распределения, свободна от случайных неправильностей хода гистограммы.

При подборе теоретической кривой распределения, естественно, неизбежны некоторые расхождения. При этом необходимо знать, объясняются ли эти расхождения только случайными обстоятельствами, связанными с ограниченным числом опытных данных, или они являются существенными и связаны с тем, что подобранная кривая плохо выравнивает данное статистическое распределение. Установить это можно с помощью критерия X^2, называемого также «критерием согласия Пирсона», который определяется с учетом данных табл. 2 и табл. 3 по формуле [2]:

$$X^2 = \sum_{i=1}^{k} \frac{(n_i - np_i)^2}{np_i} = 4{,}2,$$

где k – число интервалов статистического распределения; n_i – количество значений случайной величины в i-м интервале; n – общее число наблюдаемых значений случайной величины; p_i – теоретическая вероятность попадания случайной величины в i-й интервал.

Оценка степени соответствия между выдвинутой гипотезой и статистическим распределением случайной величины производится по критерию X^2 и параметру r, называемому «числом степеней свободы», которые взаимозависимы.

Число степеней свободы равно числу интервалов K за вычетом числа независимых условий (связей) S, наложенных на частоты:

$$r=k–S=7–3=4.$$

Число независимых связей составляет: S=2 – для экспоненциального распределения; S=3 – для логарифмически-нормального распределения [2].

Табл. 3. Теоретические вероятности попадания случайной величины в интервал

Границы интервала	Теоретическая вероятность попадания случайной величины в i-й интервал
4,7…8,4	0,1068
8,4…13,8	0,2984
13,8…17,4	0,1042
17,4…19,0	0,0593
19,0…20,8	0,0611
20,8…35,0	0,5368
35,0…92,0	0,1054

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Для распределения X^2 имеется специальная таблица [2], пользуясь которой можно для полученного значения X^2 и определенного числа степеней свободы r найти вероятность p того, что величина, распределенная по закону X^2, превзойдет это значение.

Если получаемая вероятность p больше 0,05, обычно признают, что она не является немалой, поэтому гипотезу о том, что случайная величина распределена по принятому гипотезой закону, можно считать приемлемой.

По расчетам, при критерии согласия Пирсона равном 4,2 и числе степеней свободы r=4, по таблице [2] выдвинутую гипотезу о логарифмически-нормальном распределении случайной величины – времени восстановления отказа ролика можно считать приемлемой.

Выводы

Установлены преимущества применения металлофторопластовых подшипников в конструкции роликов шахтных ленточных конвейеров:

– повышение допустимой загрузки на ролик до 350 МПа;

– исключение возникновения фреттинг-коррозии, ложного бринеллирования и статического электричества.

Конструкция ролика позволяет за счет резьбовых отверстий в корпусе подшипника производить многократную его замену, чем значительно повышает ремонтопригодность и увеличивает ресурс ролика до 50 тыс. ч.

Доказана целесообразность использования роликов с металлофторопластовыми подшипниками в угольных шахтах опасных по газу и пыли вследствие отсутствия эффекта возникновения статического электричества на фторопластовом покрытии подшипника.

Сопротивления вращению роликов с бочкообразной формой корпуса металлофторопластового подшипника скольжения соизмеримы с сопротивлениями вращению роликов с подшипниками качения. Это дает основание считать, что ленточный конвейер, оснащенный металлофторопластовыми подшипниками скольжения, не даст увеличения энергозатрат при одновременном увеличении ресурса ролика до 50 тыс. ч.

Приемочная комиссия, с участием представителей МакНИИ и Отраслевой испытательной лаборатории ДонУГИ, подписала заключение о полноте проведенных приемочных испытаний опытной партии роликов в течение 921 часа в условиях ш/у «Донбасс» и считает возможным использование указанных роликов в шахтах, опасных по газу и пыли.

Список литературы

1. Сидоров, Ю.П. Ролики ленточных конвейеров: обзор. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1990. – 37 с.
2. Солод, В.И. Надежность горных машин и комплексов / В.И. Солод, В.Н. Гетопанов, Л.И. Шпильберг. – М.: МГИ, 1972. – 198 с.
3. Прохоров, С.М. Исследования работоспособности роликов ленточных конвейеров и пути ее повышения: автореф. дис…. канд. техн. наук: 06.05.06 / Прохоров Сергей Михайлович. – Днепропетровск, 1980. – 15 с.
4. Скляров, В.Н. Результаты испытаний роликов ленточных конвейеров повышенной долговечности / Сборник трудов XXIV Международной научно-технической конференции «Машиностроение и техносфера XXI века», г. Севастополь, 11-17 сентября 2017 г. – Донецк: ДонНТУ, 2017. – С. 233-236.
5. Курицына, А.Д. Композиционные материалы и покрытия на базе фторопласта-4 для сухого трения подшипников скольжения / А.Д. Курицына, И.П. Истомин. – М.: НИИМАШ, 1971. – 52 с.
6. Семенов, Ф.П. Металлофторопластовые подшипники / Ф.П. Семенов, Ю.Э. Савинский. – М.: Машиностроение, 1976. – 192 с.
7. Yuan, X.Q. Analysis and Design of the Roller for Belt Conveyor Based on ANSYS / X.Q. Yuan, S.Y.Yang, Q.Y. Niu //Advanced Materials Research.– 2014. – Vol.1027. – P. 315-319.
8. Furmanik, K.J. Analysis of load application on idler roller bearing of belt conveyor in different dynamic models / Journal of Friction and Wear. – 2009. – Iss.2. Vol.30. – P. 142-147.

N.A. Sklyarov /Cand. Sci. (Eng.)/, V.F. Shavlak /Cand. Sci. (Eng.)/, V.N. Sklyarov
Donetsk National Technical University (Donetsk)

APPLICATION OF METAL-FLUOROPLASTIC BEARINGS AS A FACTOR OF INCREASING MAINTAINABILITY OF BELT CONVEYOR ROLLERS

Background. *The paper deals with the causes of premature wear and low life of conveyor rollers. It is noted that the most responsible and mass units of belt conveyors, to a greater extent determining their performance, reliability and durability, are the rollers that support the loaded and idle branches of the*

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

conveyors. There are about 40 million of these rollers in operation. On mine belt conveyors, the main factors determining the roller life is the failure of the bearing assemblies and wear of the roller shell. For these reasons, the service life of rollers in mining enterprises reduced to 5...7 months.

Materials and/or methods. *The most valuable properties of fluoroplastic coating used in sliding bearings are established when working without lubrication. The material allows large specific loads (up to 350 MPa); maintains performance in a wide temperature range (from -250 to +300^{0}C); has thermal conductivity and coefficient of thermal expansion almost the same as steel; on the surface there is no static electricity, fretting corrosion and false brinelling.*

Results. *The technique for estimation of belt conveyor rollers maintainability developed and the estimation of failure recovery time of rollers with rolling bearings which amounted to 20.88 minutes carried out. Using Pearson's criterion of the agreement, it is proved that the random variable – the failure recovery time of the belt conveyor rollers follows the logarithmic-normal law.*

Conclusion. *To improve the maintainability of the roller, it is recommended to cut at least two threaded holes in the bearing housing and use a threaded stud to change the worn bearing up to 5 times and replace it with a new one, thereby increasing the life of the roller up to 50,000 hours. This technical proposal is protected by the Patent of Ukraine for utility model No. 94664.*

Keywords: *conveyor, roller, maintainability, evaluation, improvement, resource.*

Сведения об авторах

Н.А. Скляров
SPIN-код: 8015-9609
Author ID: 850367
ORCID iD: 0000-0002-2961-3164
Телефон: +380 (62) 301-07-78
Эл. почта: nikolay.sklyarov@mail.ru

В.Н. Скляров
SPIN-код: 5546-1135
ORCID iD: 0000-0002-9630-9592
Телефон: +380 (62) 301-08-54
Эл. почта: vladimirnikol777@mail.ru

В.Ф. Шавлак
SPIN-код: 4837-7126
Author ID: 852557
Телефон: +380 (71) 323-19-17
Эл. почта: shavlak1@yandex.ua

Статья поступила 18.10.2019 г.
© Н.А. Скляров, В.Ф. Шавлак, В.Н. Скляров, 2019
Рецензент д.т.н., проф. О.Е. Шабаев



ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

УДК 622.232.72.063

О.Е. Шабаев /д.т.н./, В.Г. Нечепаев /д.т.н./, Е.Ю. Степаненко /к.т.н./
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)
П.П. Зинченко
Институт горного дела и геологии ГОУ ВПО «ДонНТУ» (Донецк)

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ТЕХНИЧЕСКОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ ТОНКИХ И ВЕСЬМА ТОНКИХ ПОЛОГОНАКЛОННЫХ ПЛАСТОВ

Предложена зависимость для определения технической производительности очистных комбайнов, работающих в условиях тонких и весьма тонких пологонаклонных пластов, учитывающая затраты времени на технологические операции, связанные с заштыбовкой шнеков. Показано, что техническая производительность очистных комбайнов в рассматриваемых условиях эксплуатации может быть существенно повышена путем выбора рациональных значений скорости перемещения комбайна и ширины захвата шнека.

Ключевые слова: *техническая производительность, заштыбовка шнека, циркуляция угля, погрузочная способность.*

Постановка проблемы

Обеспечение высокопроизводительной выемки углей на горных предприятиях Донецкого угольного бассейна является важной предпосылкой достижения и обеспечения энергонезависимости региона. Горно-геологические и горнотехнические условия залегания угольных пластов Донецкого региона характеризуются как весьма сложные – порядка 83,2 % всех угольных пластов имеют мощность 0,55…1,20 м [1].

Выемка углей из таких пластов осуществляется преимущественно узкозахватными комбайнами со шнековыми исполнительными органами в составе механизированных комплексов [1].

Процесс выемки в этом случае существенно затрудняется недостаточной погрузочной способностью шнековых исполнительных органов, что обусловливает заштыбовку шнеков и, как следствие, ограничивает рабочую скорость перемещения комбайна до 2…5 м/мин. В конечном счете, это определяет существенное снижение производительности и повышение энергоемкости рабочих процессов [2…5].

Поэтому повышение производительности выемки в рассматриваемых условиях может быть достигнуто путем оптимизации конструктивных и режимных параметров очистных комбайнов, обеспечивающих сокращение потерь времени на выполнение вспомогательных технологических операций, связанных с недостаточной погрузочной способностью шнековых исполнительных органов.

Анализ последних исследований и публикаций

Техническая производительность очистных комбайнов относится к основным макроуровневым показателям, интегрально характеризующим уровень качества и степень конкурентоспособности очистных комбайнов [1], и обусловливается следующими основными факторами: горно-геологическими условиями работы комбайна; проектно-компоновочными решениями; конструктивными и режимными параметрами очистного комбайна и взаимодействующих с ним машин; технологией и организацией работ в очистном забое [1]. В частности, в [6…8] показано, что увеличение технической производительности может эффективно обеспечиваться путем выбора оптимальных значений ширины захвата шнека.

Классический подход к определению технической производительности, разработанный проф. А.В. Топчиевым и проф. В.И. Солодом, нашел наибольшее применение для оценки эффективности очистных комбайнов и комплексов [9…11]. При определении рациональной по критерию максимальной технической производительности скорости перемещения очистных комбайнов учитывают следующий ряд параметрических и функциональных ограничивающих факторов [1,3,4,12,13,14...28]:

– максимальное тяговое усилие;

– максимальную (по технической характеристике) скорость перемещения комбайна;

– радиальный вылет резца;

– устойчивый момент двигателя привода си-

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

стемы резания;

– тепловую мощность двигателя;

– погрузочную способность исполнительного органа;

– скорость движения человека-оператора по выработке;

– производительность забойного конвейера;

– скорость крепления забоя при помощи механизированной крепи;

– газовый фактор.

При этом согласно [2], в возможном диапазоне скорости перемещения шнековых очистных комбайнов целесообразно выделять и рассматривать три зоны:

– зона свободной выгрузки, в которой площадь окна выгрузки шнека не ограничивает перемещение потока выгружаемого угля (скорость перемещения $V_n \le V_{n.1}$). Характеризуется высокой эффективностью процесса погрузки разрушенного угля шнековым исполнительным органом очистного комбайна. Это зона режимов работы, при которых производительность комбайна не ограничивается погрузочной способностью его исполнительных органов;

– зона ограниченной выгрузки, в которой малые значения площади окна выгрузки шнека ограничивают эффективность процесса погрузки разрушенного угля. Объем угля, оставшийся на почве пласта, не превышает пропускной способности зазоров между корпусом комбайна, почвой и стенкой очистного забоя (скорость перемещения $V_{n.1} < V_n < V_{n.2}$). Поэтому погрузочная способность такого уровня еще не ограничивает производительность комбайна;

– зона циркуляции, в которой рабочий процесс сопровождается циркуляцией угля в рабочем пространстве шнека (скорость перемещения $V_n \ge V_{n.2}$). Объем не погруженного шнеком угля возрастает настолько, что уже не может быть размещен в зазорах между корпусом комбайна, почвой паста и грудью забоя и вовлекается в процесс циркуляции.

Циркулирующий уголь снижает рабочий объем шнека, что определяет формирование интенсивного объемного напряженного состояния находящегося в нем угля и, как следствие, значительное измельчение выгружаемой горной массы, нелинейное возрастание мощности на погрузку и дальнейшее снижение погрузочной способности комбайна.

Далее следует уплотнение находящегося в шнеке и околошнековом пространстве угля (заштыбовка), сопровождающееся нелинейным возрастанием сил трения и соответствующим существенным возрастанием мощности процесса выгрузки как функции скорости перемещения комбайна. Этот процесс развивается до момента опрокидывания приводного электродвигателя вследствие исчерпания запаса его мощности. Выход на режим заштыбовки происходит настолько быстро, что практически не позволяет даже кратковременную эксплуатацию комбайна в таких интенсивных режимах.

Это обуславливает необходимость остановки очистного комбайна для ликвидации заштыбовки шнекового исполнительного органа, что приводит к снижению технической производительности из-за значительных затрат времени на эту технологическую операцию.

Изложенное определяет актуальность исследований, направленных на определение рациональных значений скорости перемещения очистного комбайна и конструктивных параметров шнекового исполнительного органа по критерию максимальной технической производительности.

Цель (задачи) исследования

Исследование влияния скорости перемещения и ширины захвата шнека очистных комбайнов на их техническую производительность с учетом ограничений, налагаемых недостаточной погрузочной способностью шнековых исполнительных органов и затрат времени на выполнение технологической операции ликвидации заштыбовки исполнительного органа.

Основной материал исследования

Объектом исследований являются узкозахватные очистные комбайны нового технического уровня, эксплуатирующиеся в условиях тонких и весьма тонких пологонаклонных пластов.

С учетом вышеизложенного, циклограмму работы очистного комбайна в диапазоне скоростей его перемещения $V_n \ge V_{n.2}$ представим в виде положительного меандра (рис. 1) с последовательно чередующимися циклами: работа с увеличением скорости перемещения → работа с постоянной скоростью перемещения → остановка для ликвидации заштыбовки исполнительного органа (разгон → работа в установившемся режиме → расштыбовка шнека).

Тогда зависимость для определения производительности очистного комбайна будет иметь вид:

$$Q_m = \begin{cases} H_p \cdot B_з \cdot V_n \cdot \rho \\ при\ V_n < V_{n.2}; \\ \dfrac{H_p \cdot B_з \cdot \rho \left(\int\limits_0^{t_{разг}} V_{n.разг}(t)dt + V_n \cdot t_{раб} \right)}{t_{разг} + t_{раб} + t_{расшт}} \\ при\ V_n \ge V_{n.2}. \end{cases}, \text{ т/мин},$$

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

где H_p – мощность вынимаемого пласта, м; $B_з$ – ширина захвата шнека, м; ρ – плотность разрушенного угля, т/м^3; $t_{разг}$ – время разгона очистного комбайна до установленного значения скорости подачи, мин; $t_{раб}$ – время работы очистного комбайна до заштыбовки шнека, мин; $t_{расшт}$ – время на ликвидацию заштыбовки исполнительного органа, мин.

Приняв допущение, что скорость перемещения при разгоне очистного комбайна $V_{п.разг}(t)$ до установленного значения $V_п$ изменяется по линейному закону, зависимость для определения производительности комбайна преобразуем к виду:

$$Q_m = \begin{cases} H_p \cdot B_з \cdot V_п \cdot \rho \\ при\ V_п < V_{п.2}; \\ H_p \cdot B_з \cdot V_п \cdot \rho \cdot \dfrac{0{,}5 \cdot t_{разг} + t_{раб}}{t_{разг} + t_{раб} + t_{расшт}} \\ при\ V_п \geq V_{п.2} \end{cases}, \text{ т/мин.}$$

Техническую производительность очистного комбайна определим, согласно [1], по зависимости:

$$Q_{тех} = 60 \cdot Q_m \cdot K_{тех}, \text{ т/час,}$$

где $K_{тех}$ – коэффициент, характеризующий степень технического совершенства очистного комбайна в составе механизированного комплекса:

$$K_{тех} = \left[K_г^{-1} + \left[(T_{м.о.} + T_{к.о.} + T_{з.и.}) \cdot L_{лав}^{-1}\right] \cdot V_п\right]^{-1},$$

$K_г$ – коэффициент готовности очистного комбайна; $T_{м.о.}$ – затраты времени на маневровые операции, мин; $T_{з.и.}$ – время на замену изношенного резцового инструмента, мин; $T_{к.о.}$ – время на концевые операции, мин; $L_{лав}$ – длина лавы, м.

При практическом использовании зависимости для определения технической производительности целесообразно предварительно оценить возможные значения затрат времени на выполнение дополнительных технологических операций ликвидации заштыбовки исполнительного органа.

Время разгона очистных комбайнов до заданной скорости перемещения, в первую очередь, определяется горно-геологическими условиями эксплуатации машины, характеристиками привода системы перемещения и системы управления. Анализ конструкций очистных комбайнов нового технического уровня, применяемых при добыче углей из тонких и весьма тонких пологонаклонных пластов, показал, что комбайны, оснащенные встроенными системами перемещения, составляют примерно половину всего парка добычной техники. Поэтому при определении времени разгона очистные комбайны со встроенными и вынесенными системами перемещения необходимо рассматривать раздельно.

Для оценки значения времени разгона очистного комбайна со встроенной системой перемещения (до заданной скорости) использовались результаты экспериментальных исследований работы комбайна УКД400 в условиях 77-й западной лавы пласта k^1_5 ОП «Шахта «Красный партизан» ГП «Свердловантрацит» и 1-й восточной лавы пласта k_8 ООО «Шахта «Октябрьский рудник».

Время разгона комбайна, оснащенного вынесенной системой перемещения до заданной скорости, определялось на основе результатов экспериментальных исследований работы комбайна УКД200-500 в условиях 524-й лавы пласта C^B_5 шахты Терновской.

Фактическое время разгона определялось путем обработки осциллограмм записей значений силы тока двигателей приводов системы резания.

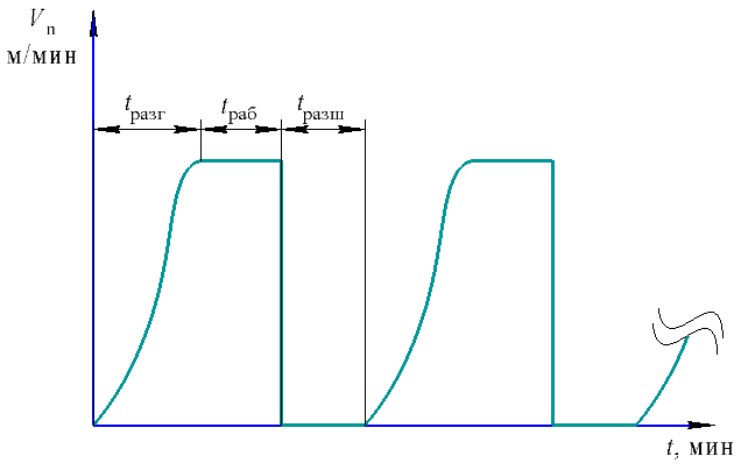


Рис. 1. Циклограмма работы очистного комбайна в диапазоне скоростей его перемещения $V_п \geq V_{п.2}$

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

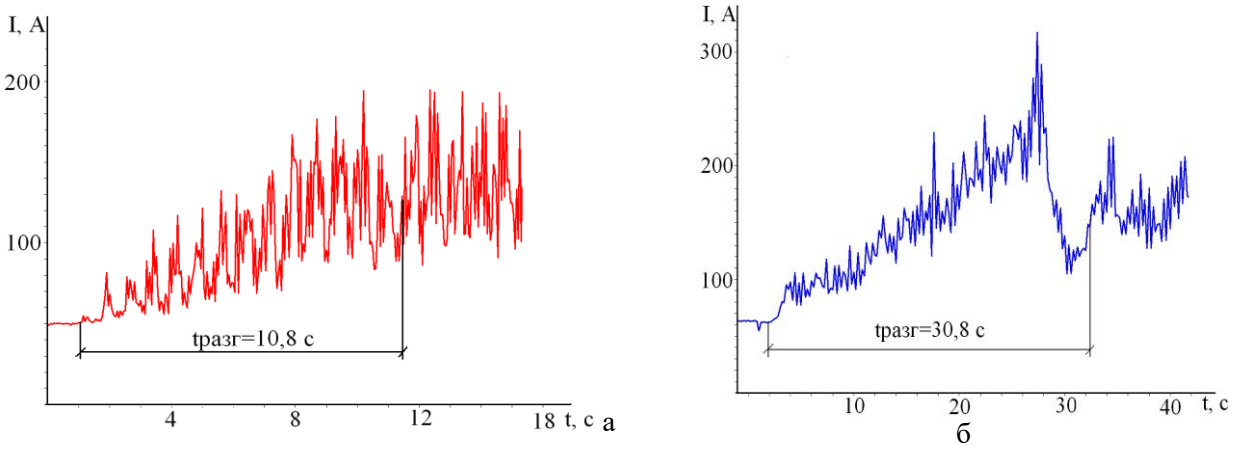


Рис. 2. Фрагменты записи значений силы тока двигателей приводов системы резания очистных комбайнов:
а – УКД400; *б* – УКД200-500

В качестве примера на рис. 2 приведены фрагменты осциллограмм изменения значений силы тока двигателей приводов исполнительного органа комбайнов УКД400 и УКД200-500.

Результаты обработки данных экспериментальных исследований позволили установить, что время разгона очистного комбайна с доверительной вероятностью 0,95 находится в диапазоне 9,9…12,4 с при встроенной системе перемещения и 20,1…34,0 с при вынесенной системе перемещения.

Время работы очистного комбайна до начала заштыбовки его исполнительного органа как функция скорости перемещения определялось с помощью математической модели [2]. На рис. 3 представлены графики для очистного комбайна УКД200-500 (основные геометрические параметры – табл. 1), работающего в диапазоне значений скорости перемещения $V_n \geq V_{n.2}$.

Табл. 1. Основные технические характеристики очистного комбайна УКД200-500

Параметры	Значения
Диаметр шнека по резцам D_{uo}, м	0,9
Диаметр ступицы шнека d_{cm}, м	0,385
Ширина захвата шнека $B_з$, м	0,8...0,5
Ширина отрезного диска шнека $B_д$, м	0,135
Угол наклона лопасти по ступице шнека $\alpha_л$, град.	13,9
Число заходов шнека $N_{зах}$	2
Расстояние от стенки корпуса редуктора резания, вынесенного на забойную часть конвейера, до оси вращения шнека $L_{p\ o}$, м	0,75
Угловая скорость вращения шнека ω, $с^{-1}$	8,31
Скорость подачи комбайна V_n, м/мин	1…6

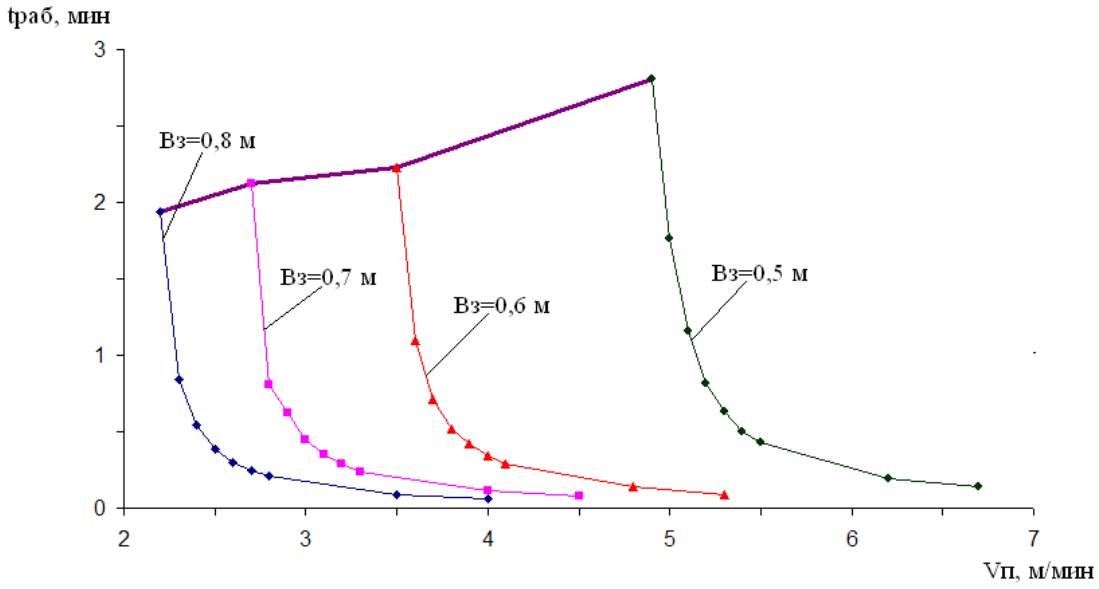


Рис. 3. Графики зависимости времени работы очистного комбайна УКД200-500 до «заштыбовки» его исполнительного органа как функции скорости перемещения

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

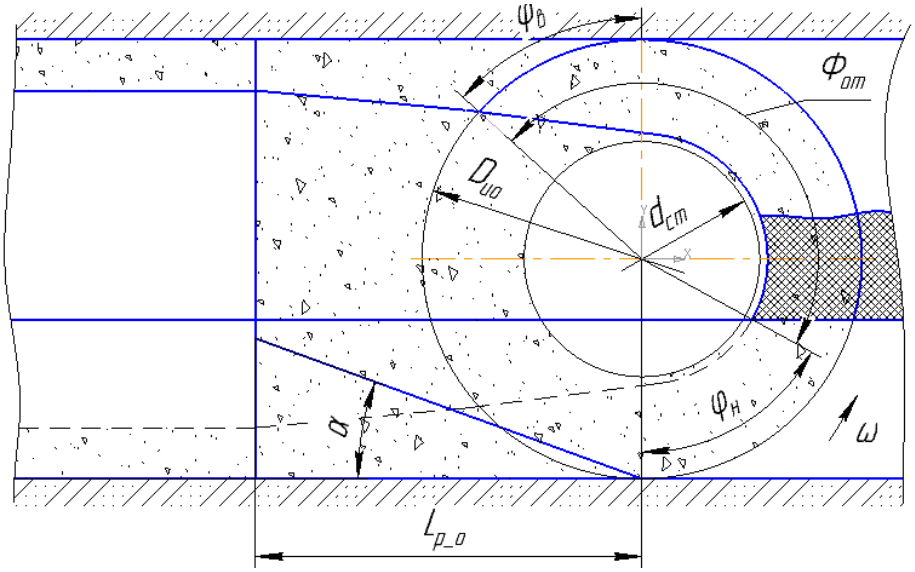


Рис. 4. Расчетная схема для определения времени на ликвидацию заштыбовки шнека

Геометрические параметры корпуса комбайна УКД200-500 варьировались таким образом, чтобы площадь зазоров между корпусом комбайна, почвой и грудью очистного забоя оставалась постоянной при различных значениях ширины захвата.

Анализ приведенных графиков (см. рис.3) показывает, что в диапазоне скоростей перемещения $V_n \geq V_{n.2}$ (характеризующегося интенсивной циркуляцией разрушенного угля и формированием его интенсивного объемного напряженного состояния) время нормальной работы очистных комбайнов (до заштыбовки) возрастает с уменьшением ширины захвата шнека. Так, при ширине захвата шнека 0,5 м максимальное время работы до заштыбовки составляет 169 с, а при ширине захвата 0,8 м – 116 с.

Время на ликвидацию заштыбовки шнека определяется объемом горной массы, подлежащей выгрузке, и погрузочной способностью исполнительного органа (расчетная схема для определения времени на ликвидацию заштыбовки представлена на рис. 4).

Зависимость для оценки продолжительности времени, необходимого для ликвидации заштыбовки шнекового исполнительного органа представим в виде:

$$t_{расшт} = \frac{V_{расшт}}{V_в} \cdot \left(\frac{\omega}{\pi \cdot 2} \right)^{-1}, \text{ с}, \qquad (1)$$

где $V_{расшт}$ – объем угля, подлежащий выгрузке при ликвидации заштыбовки шнека, м^3; $V_в$ – объем угля, выгружаемый шнеком за оборот, м^3.

Объем угля, подлежащий выгрузке при ликвидации заштыбовки шнека, определим по зависимости:

$$V_{расшт} = B_з \cdot L_{р_о} \cdot \left(D_{ио} - \frac{L_{р_о}}{2} \cdot \tan\alpha \right) - \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{D_{ио}^{\,2}}{2} - D_{ио} \cdot d_{ст} \right) \cdot \left(B_з - B_д \right), \text{ м}^3,$$

где α – угол естественного откоса угля в покое [27], град.

Объем угля, выгруженный шнеком при ликвидации заштыбовки, определим по зависимости:

$$V_в = \left(\frac{1}{\Phi_{от}} \cdot \int_0^{\Phi_{от}} S_{ок}(\varphi) d\varphi - S_{вал} \right) \cdot \pi \cdot D_{ио} \cdot \tan\alpha_л \times N_{зах} \cdot k_{от} \cdot k_з \cdot \tau_в, \text{ м}^3,$$

где $S_{ок}(\varphi)$ – площадь окна выгрузки [3,4], м^2; $S_{вал}$ – площадь окна выгрузки, занимаемая сформированным в процессе выгрузки валком [4], м^2; $\Phi_{от}$ – угол поворота шнека, на протяжении которого окно выгрузки открыто, град; $k_{от}$ – коэффициент, характеризующий отставание угля от лопасти [3]:

$$k_{от} = 1 - \frac{\cos\alpha_л \cdot \cos\left(\alpha_л + \mu_{пр}\right)}{\cos\mu_{пр}},$$

$\mu_{пр}$ – угол трения (уголь – металл) на рабочих поверхностях шнека в зоне его разгрузочного торца, град. ($\mu_{пр}$=0,6...0,75) [24]; $k_з$ – коэффициент заполнения сечения окна выгрузки выгружаемым углем [28, 29]; $\tau_в$ – относительная продолжительность выгрузки [3]:

$$\tau_в = 1 - \frac{\varphi_н + \varphi_д - \varphi_в}{\pi},$$

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

$\varphi_н$, $\varphi_в$ – углы, обусловленные геометрическими параметрами шнека, корпуса поворотного редуктора, рештака забойного конвейера и мощности пласта, рад; $\varphi_д$ – угол поворота шнека, зависящий от геометрических параметров шнека, корпуса поворотного редуктора, рештака забойного конвейера и мощности пласта ($\varphi_д$= =15°…20°).

Согласно (1), продолжительность времени для ликвидации заштыбовки исполнительного органа очистного комбайна УКД200-500 (см. табл. 1) изменяется в диапазоне $t_{расшт}$=17…28 с при варьировании ширины захвата шнека в диапазоне $B_з$=0,8…0,5 м.

Анализ графической интерпретации (рис. 4) зависимости технической производительности очистного комбайна от скорости его перемещения применительно к представительным горно-геологическим и горнотехническим условиям угольных пластов Донецкого региона (мощность вынимаемого пласта 0,9 м; длина лавы 200 м; плотность разрушенного угля 1,36 т/м^3; коэффициент готовности очистного комбайна 0,8; выемка – по челноковой схеме; время на концевые операции – 20 мин; привод системы перемещения очистного комбайна – встроенный) показывает, что работа очистного комбайна в диапазоне скоростей перемещения характеризуется циркуляцией разрушенного угля в шнековом исполнительном органе ($V_п \geq V_{п.2}$), что обуславливает существенное (в 2...2,5 раза) снижение технической производительности по сравнению с работой в диапазоне режимов, не приводящих к циркуляции ($V_п \geq V_{п.2}$).

Из изложенного следует:

– максимальная техническая производительность очистных комбайнов, работающих в условиях тонких и весьма тонких пологонаклонных пластов (при прочих равных условиях), достигается при значениях скорости перемещения $V_{п.2}$;

– уменьшение ширины захвата шнекового исполнительного органа малого диаметра (от 0,8 до 0,5 м) определяет прирост технической производительности машины примерно на 20 %;

– значение скорости перемещения $V_{п.2}$ является одним из основных ограничивающих факторов при определении максимальной технической производительности очистного комбайна в составе механизированного комплекса для выемки тонких и весьма тонких пологонаклонных пластов.

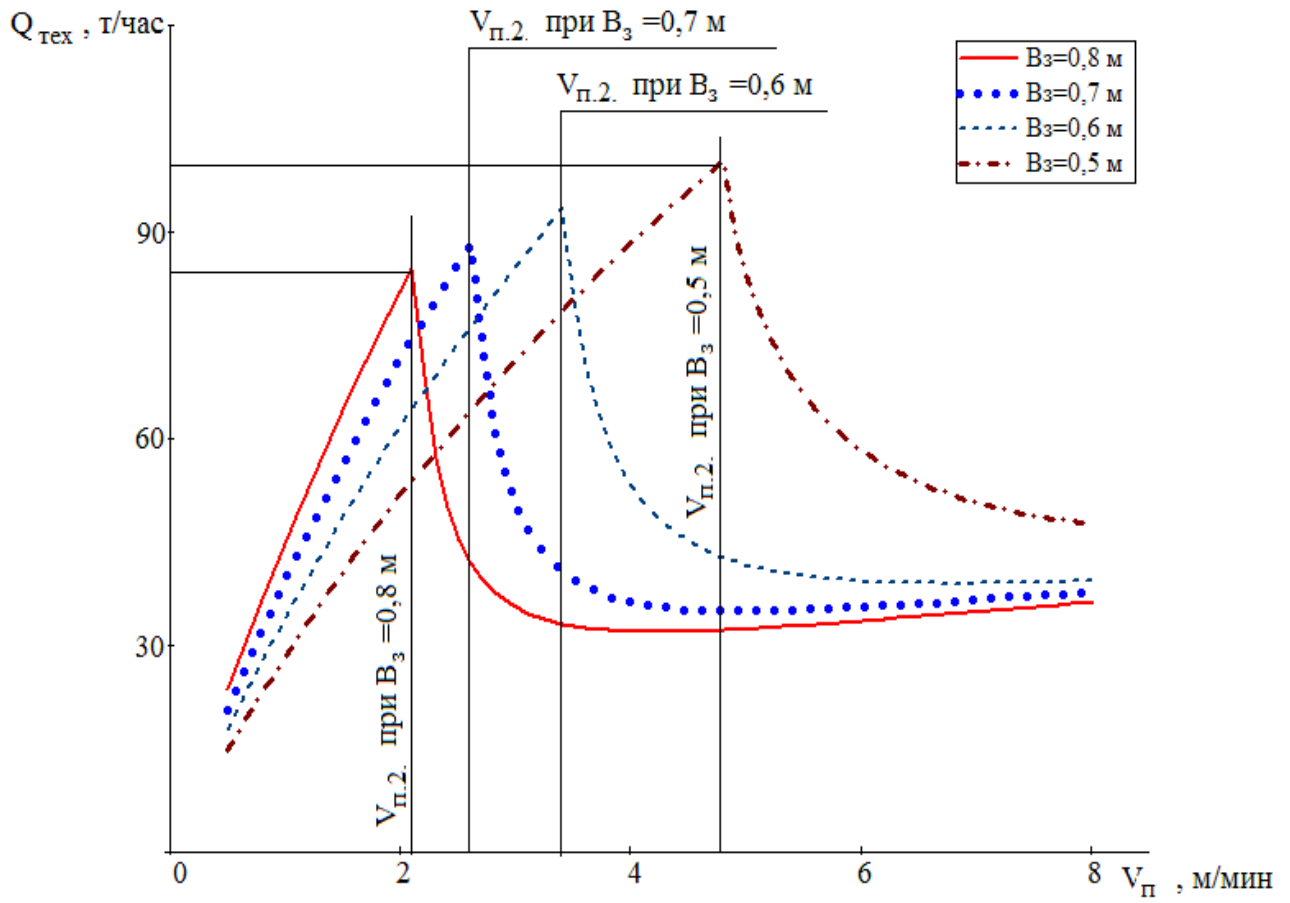


Рис. 4. Графики зависимости технической производительности очистного комбайна от скорости его перемещения для различных значений ширины захвата шнека

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Выводы

Предложена зависимость для определения технической производительности очистных комбайнов, работающих в условиях тонких и весьма тонких пологонаклонных пластов, учитывающая процесс циркуляции угля в рабочем пространстве шнека и затраты времени на вспомогательные технологические операции, обусловленные заштыбовкой шнека.

Установлено, что максимальная техническая производительность очистных комбайнов, работающих в условиях тонких и весьма тонких пологонаклонных пластов, достигается (при прочих равных условиях) при скорости перемещения, соответствующей ее предельному значению до начала циркуляции разрушенного угля в рабочем пространстве шнекового исполнительного органа.

Показано, что максимальная техническая производительность очистных комбайнов, оснащенных шнеками малого диаметра, может быть обеспечена на основе выбора оптимального (для конкретных условий эксплуатации) значения ширины их захвата.

Список литературы

1. Горные машины для подземной добычи угля: Учебное пособие для вузов / П.А. Горбатов [и др.]; под общ. ред. П.А. Горбатова. – 2-е изд., перераб. и дополн. – Донецк: Норд Компьютер, 2006. – 669 с.
2. Установление зависимости погрузочной способности шнековых очистных комбайнов от их режимных параметров на основе модельных и натурных экспериментов / О.Е. Шабаев [и др.] // Вестник Донецкого национального технического университета. – 2019. – №3. – С. 42-51.
3. Бойко, Н.Г. Очистные комбайны для тонких пластов. – Донецк: ДонНТУ, 2010. – 476 с.
4. Нечепаев, В.Г. Механо-гидравлические шнековые системы выгрузки и транспортирования. – Донецк: ДонНТУ, 2005. – 215 с.
5. Косарев, И.В. Повышение производительности очистных комбайнов с вынесенной системой подачи / И.В. Косарев, А.В. Мезников // Вестник Донецкого национального технического университета. – 2016. – №6. – С. 19-23.
6. Шабаев, О.Е. Методика определения оптимальной ширины захвата шнекового исполнительного органа очистных комбайнов / О.Е. Шабаев, В.Г. Нечепаев, П.П. Зинченко // Сборник трудов XXV Международной научно-технической конференции «Машиностроение и техносфера XXI века», 10-16 сентября 2018, г. Севастополь. – Донецк: ДонНТУ. – Т.2. – С. 237-243.
7. Обоснование параметров шнекового исполнительного органа очистных комбайнов для тонких пластов / О.Е. Шабаев [и др.] // Седьмая Всероссийская научно-практическая конференция «Системы управления электротехническими объектами», 11-12 декабря, г. Тула. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2018. – С. 83-88.
8. Шабаев, О.Е. Экспериментальные исследования влияния ширины захвата шнекового исполнительного органа комбайна на эффективность процесса погрузки / О.Е. Шабаев, П.П. Зинченко, А.В. Мезников // Горные науки и технологии. – 2019. – №2. – С. 90-103.
9. Методика определения удельных энергозатрат разрушения и погрузки очистных комбайнов для тонких пластов в реальных условиях эксплуатации / О.Е. Шабаев [и др.] // Вестник Донецкого национального технического университета. – № 4. – 2017. – С. 28-33.
10. Кудлай, Р.А. Блок регистрации произошедших событий на проходческом комбайне / Р.А. Кудлай, А.В. Мезников, Н.И. Стадник // Решение научно-технических проблем при создании и внедрении современного горношахтного оборудования. – Донецк: Астро, 2008. – С. 647-660.
11. Вывод формулы для расчета производительности очистных комбайнов со шнековыми, барабанными или корончатыми исполнительными органами / В.П. Плотников [и др.] // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2010. – №6. – С. 48-51.
12. Горбатов, П.А. Выемочные комбайны нового поколения как энергетические системы мехатронного класса / П.А. Горбатов, Н.М. Косарев, В.В. Лысенко. – Донецк: Ноулидж, 2010. – 176 с.
13. ОСТ 12.44.258-84. Комбайны очистные. Выбор параметров и расчета сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика.– М.: Министерство угольной промышленности СССР, 1984. – 78 с.
14. Альшиц, Я.И. Основы теории определения исходных расчетных данных выемочных угольных машин с цепными исполнительными органами и ее экспериментальные обоснования: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.05.06 / Альшиц Яков Исаакович. – Сталино: ДПИ, 1961. – 28 с.
15. Потапов, В.Г. Режимы работы и определения рациональных параметров привода двухдвигательных очистных комбайнов: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Потапов

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Вячеслав Григорьевич. – Донецк: ДПИ, 1982. – 27 с.
16. Семенченко, А.К. Устойчивость комбайнов со шнековыми исполнительными органами (на базе комбайна 1К101): автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Семенченко Анатолий Кириллович. – Донецк: ДПИ, 1972.– 27 с.
17. Сургай, Н.С. Производительность очистных комбайнов нового технического уровня и пути ее повышения / Н.С. Сургай, В.В. Виноградов, Ю.И. Кияшко // Уголь Украины. – 2001. – №6. – С. 3-5.
18. Маремуха, А.Н. О максимально возможных скоростях подачи очистных комбайнов с ручным управлением / А.Н Маремуха, В.А. Шиманко // Автоматизация горных машин. – М.: Недра, 1976. – С. 40-43.
19. Гетопанов, В.Н. Проектирование и надежность средств комплексной механизации: Учебник для вузов / В.Н. Гетопанов, В.М. Рачек. – М.: Недра, 1986. – 208 с.
20. Методические документы по определению нагрузок на очистные забои угольных шахт. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1980. – 142 с.
21. Позин, Е.З. Разрушение углей выемочными машинами / Е.З. Позин, В.З. Меламед, В.В. Тон. – М.: Недра, 1984. – 288 с.
22. Ордин, А.А. К вопросу об оптимизации длины и производительности комплексно-механизированного очистного забоя угольной шахты / А.А. Ордин, А.А. Метельков // Технология добычи полезных ископаемых. Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2013. – №2. – С. 100-112.
23. Hackelboerger, B. Automation of the shearer loader technique – an overview / B. Hackelboerger, B. Hoelling // Gluckauf. – 2007. – No.9. – P. 404-413.
24. Tkachov, V. Control automation of shearers in term of auger gumming criterion / V. Tkachov, A. Bublikov, M. Isakova // Energy efficiency improvement of geotechnical systems. – Dnipropetrovs'k: Taylor & Francis Group, 2013. – P. 137-145.
25. Tkachev, V. Automatic control of coal shearer providing effective use of installed power / V. Tkachev, A. Bublikov, N. Stadnik // Power Engineering Control & Information Technologies.– Dnipropetrovs'k: Taylor & Francis Group, 2014. – P. 73-87.
26. Зенков, Р.Л. Механика насыпных грузов. – М.: Машиностроение, 1964. – 251 с.
27. Скольжение угля при выгрузке его шнеками очистных комбайнов / Н.Г. Бойко [и др.] // Изв. вузов. Горный журнал. – 1984. – №5. – С. 58-61.
28. Тарасевич, В.И. Повышение производительности выгрузки угля очистными комбайнами для тонких пластов со шнековыми исполнительными органами: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.05.06 / Тарасевич Вадим Игнатьевич. – Донецк, 1979. – 21 с.

O.E. Shabaev /Dr. Sci. (Eng.)/, V.G. Nechepaev /Dr. Sci. (Eng.)/,
E.Yu. Stepanenko /Cand. Sci. (Eng.)/
Donetsk National Technical University (Donetsk)
P.P. Zinchenko
DonNTU Institute of Mining and Geology (Donetsk)

TO THE DEFINITION OF PERFORMANCE OF SHEARERS WORKING IN THE CONDITIONS OF THIN AND VERY THIN HALF-HORIZONTAL LAYERS

Background. *The shearers' work on thin and very thin half-horizontal layers in high-performance modes is accompanied by a progressive circulation and the formation of an intense volumetric stress state of the destroyed coal in the working space of screw actuators (gumming screws) due to its insufficient loading capacity. Therefore, when designing shearers that can work effectively on thin shallow layers with intensive coal mining, it is necessary to take into account the impact of time losses on the performance of auxiliary technological operations associated with an insufficient loading capacity of screw actuators.*

Materials and/or methods. *Proposed the dependence for determining the performance of shearers working in conditions of thin and very thin half-horizontal layers, taking into account the process of coal circulation in the working space of the screw and the time for auxiliary technological operations due to screw gumming.. Based on the model and field experiments data the value of time spent on the acceleration of the processor to the set value of the working speed, work time to screw gumming and time to the loading-out of gumming.*

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Results. *Defined that the maximum technical performance of the shearers working in the conditions of thin and very thin half-horizontal layers is reached (other conditions being equal) at its limit value before the destroyed coal circulation in the working space of the screw actuator.*
Conclusion. *Improving the shearer technical performance in the considered operating conditions can be achieved by selecting rational values of the shearer movement speed and the width of the screw. Reducing the width of the screw actuator of small diameter from 0.8 m to 0.5 m determines the increase in the technical performance of the machine by about 20 %.*

Keywords: *technical performance*, *screw gumming*, *coal circulation*, *loading capacity*.

Сведения об авторах

О.Е. Шабаев
SPIN-код: 1447-2343
ORCID iD: 0000-0002-0845-7449
Телефон: +380 (95) 429-13-32
Эл. почта: oeshabaev@ya.ru

Е.Ю. Степаненко
ORCID iD: 0000-0002-8789-307X
Телефон: +380 (71) 337-94-31
Эл. почта: gm@donntu.org

В.Г. Нечепаев
ORCID iD: 0000-0003-4016-1661
Телефон: +380 (71) 391-12-64
Эл. почта: nechepayev@mech.donntu.org

П.П. Зинченко
SPIN-код: 4710-7409
ORCID iD: 0000-0002-4070-2715
Телефон: +380 (66) 427-45-36
Эл. почта: pawel.zin4encko@yandex.ru

Статья поступила 20.11.2019 г.
© О.Е. Шабаев, В.Г. Нечепаев, Е.Ю. Степаненко, П.П. Зинченко, 2019
Рецензент д.т.н., проф. В.Г. Гуляев



УДК 621.311.426; 621.3.064

К.Н. Маренич /д.т.н./
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)
И.Я. Чернов /к.т.н./, Е.В. Золотарев
ГУ «Научно-исследовательский институт взрывобезопасного электрооборудования» (Донецк)

ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ ПРИМЕНЕНИЯ ВЫСОКОВОЛЬТНОГО ВАКУУМНОГО ВЫКЛЮЧАТЕЛЯ В КОНСТРУКЦИИ ШАХТНОЙ УЧАСТКОВОЙ ТРАНСФОРМАТОРНОЙ ПОДСТАНЦИИ

Проанализирована особенность коммутации активной части трансформатора шахтной участковой комплектной трансформаторной подстанции посредством применения встроенного в подстанцию вакуумного выключателя. Приведены и проанализированы результаты опытной эксплуатации комплектной трансформаторной подстанции ТВКП-1000/6-1,2 в части воздействия коммутационных перенапряжений на физическое состояние изоляции высоковольтной обмотки ее трансформатора. Установлены недостаточные функциональные возможности ограничителей перенапряжения типа ОПН-КР/TEL-6/6,9 в части подавления амплитуд импульсов перенапряжений, создаваемых при коммутации высоковольтной обмотки трансформатора подстанции вакуумным коммутатором, расположенным в непосредственной близости от нее.

Ключевые слова: *трансформаторная подстанция участка шахты, высоковольтная обмотка трансформатора, коммутация, перенапряжение, исследование, параметры.*

Постановка проблемы

Характерной особенностью конструкции проектируемых в настоящее время шахтных участковых комплектных трансформаторных подстанций (КТП) серии ТВКП является применение вакуумного либо элегазового высоковольтного коммутационного аппарата (ВКА) для коммутации первичной (высоковольтной) обмотки силового трансформатора. Такое техническое решение позволило более рационально реализовать: функцию максимальной токовой защиты (защитное отключение техническими средствами непосредственно самой трансформаторной подстанции на стороне высшего напряжения) и структуру схемы электроснабжения шахты (возможность подключения нескольких КТП разной мощности к выходу одного комплектного высоковольтного распределительного устройства).

Однако применение быстродействующих силовых ВКА сопровождается возникновением коммутационных перенапряжений (КП). Неблагоприятные последствия процессов усугубляются при размещении ВКА в непосредственной близости от силового трансформатора, обладающего значительной нелинейной индуктивностью [1,2]. Это подтверждается и результатами опытной эксплуатации комплектной трансформаторной подстанции типа ТВКП-1000/6-1,2, где следствием многочисленных повторяющихся КП явилось разрушение фрагментов фазных первичных обмоток трансформатора.

Таким образом, реализация схемы КТП со встроенным ВКА требует применения эффективных средств защиты от КП либо подавления КП.

Анализ последних исследований и публикаций

Предпосылки применения ВКА в цепи подключения силовых вводов КТП рассмотрены применительно к исследованию воздействия КП, обусловленных работой вакуумного контактора КВТ-10-400-4У2 [3], на функциональные элементы трансформаторов подстанций серий ТСШВП-Х/6; ТСВП-Х/6; ТКШВП-1000/6 с дисковыми обмотками [4]. Учитывая, что изначально применение ВКА непосредственно в составе КТП не предусматривалось, физическая модель исследования была дополнена кабелем длиной 60 м, соединяющим ВКА с высоковольтной обмоткой трансформатора КТП. Определение наиболее опасных режимов коммутации проведено без средств снижения перенапряжений, однако случаев повреждения изоляции трансформаторов зафиксировано не было.

Оценка условий возникновения КП при отключении вакуумным выключателем режима холостого хода (ХХ) трансформатора в электрической сети среднего уровня напряжения пред-

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

ставлена в исследовании [5]. В результате анализа степени влияния каждого элемента сети на вероятность и параметры возникновения КП, отмечено наличие условий, снижающих эффективность функционирования нелинейных ограничителей перенапряжений.

Типичным проявлением воздействия КП на активные части электрооборудования в сетях высокого напряжения являются зафиксированные аварийные состояния повышающих трансформаторов мощностью 2,65 МВА (напряжение 0,69/33,3 кВ при эксплуатации мощных генераторных установок на ветровых электростанциях Канады). Исследованием [6] установлено, что причиной повреждений оказались перенапряжения, возникающие при коммутации сети вакуумными выключателями, в частности высокочастотные составляющие параметров переходного коммутационного процесса и крутые передние фронты напряжения, при которых нелинейные ограничители напряжений неэффективны.

Результаты исследования КП при коммутации шахтного электрооборудования и, в частности, режим отключения ненагруженного трансформатора мощностью 1 МВА представлены в [7], где содержится вывод о том, что наиболее эффективным средством защиты от перенапряжений при отключении индуктивных нагрузок вакуумными выключателями является RC-цепь в сочетании с нелинейным ограничителем напряжения. В этом случае передний фронт импульса принимает на себя RC-цепь, а затем вступает в работу ограничитель, разгружая ее по мощности.

В исследовании [8] доказывается, что применение нелинейных ограничителей перенапряжений не позволяет ограничить опасные для градиентной изоляции коммутируемых ненагруженных трансформаторов высокочастотные перенапряжения. Поэтому их использование не может быть отнесено к эффективным техническим решениям.

Таким образом, потенциальная опасность разрушительного действия КП относительно обмоток силовых трансформаторов в сетях высокого напряжения объективно существует. Обоснованное рядом технических преимуществ применение ВКА в составе КТП (на стороне высшего напряжения) обусловливает необходимость уточнения специфики проявления КП в данном объекте с целью разработки эффективных защитных технических средств.

Цель (задачи) исследования

Целью исследования является выявление характерных особенностей и закономерностей воздействия процесса коммутации активной части трансформатора шахтной КТП высоковольтным коммутационным аппаратом при условии его расположения непосредственно на вводе первичной обмотки высокого напряжения расположенным в непосредственной близости от нее высоковольтным ВКА. В частности, практическую актуальность представляет определение амплитудных значений КП, а также их длительности при отключении активной части трансформатора КТП посредством ВКА в режимах ХХ и при подключенном к обмоткам низшего напряжения (НН) этого трансформатора асинхронном двигателе; оценка эффективности (для данных условий) средств подавления КП, выполненных на базе нелинейных ограничителей перенапряжения типа ОПН-КР/TEL-6/6,9, рекомендованных к применению в составе рудничного взрывозащищенного электрооборудования.

Основной материал исследования

Предварительные выводы о специфике воздействия КП на активную часть трансформатора КТП при расположении ВКА в непосредственной близости от этого трансформатора (в составе КТП) могут быть сделаны на основании анализа технического состояния функциональных элементов трансформатора, функционировавшего в ходе опытно-промышленной эксплуатации комплектной участковой трансформаторной подстанции ТВКП-1000/6-1,2 в условиях угольной шахты. В данном случае в составе распределительного устройства высшего напряжения КТП применен ВКА типа ВВ/TEL-10-20/1000-У2 производства предприятия «Таврида Электрик», а для защиты от КП в конструкции КТП в соответствии с общепринятой практикой использованы ограничители перенапряжений согласно рекомендациям предприятия – изготовителя вакуумного выключателя [3].

По результатам опытно-промышленной эксплуатации зафиксирован выход из строя трансформатора КТП вследствие разрушения его обмоток высшего напряжения (ВН). В частности, установлено, что по характеру разрушения обмоток имел место пробой изоляции силового трансформатора вследствие образования дуги между крайними витками первой катушки обмотки ВН фазы «В» и ярмовой балкой магнитопровода по воздуху с последующим развитием дуги на катушки фаз «В» и «А» (рис.1). Очевидной причиной образования дуги представляются перенапряжения при коммутации обмотки ВН силового трансформатора с помощью ВКА, что согласуется с классической теорией дугообразования [9].

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

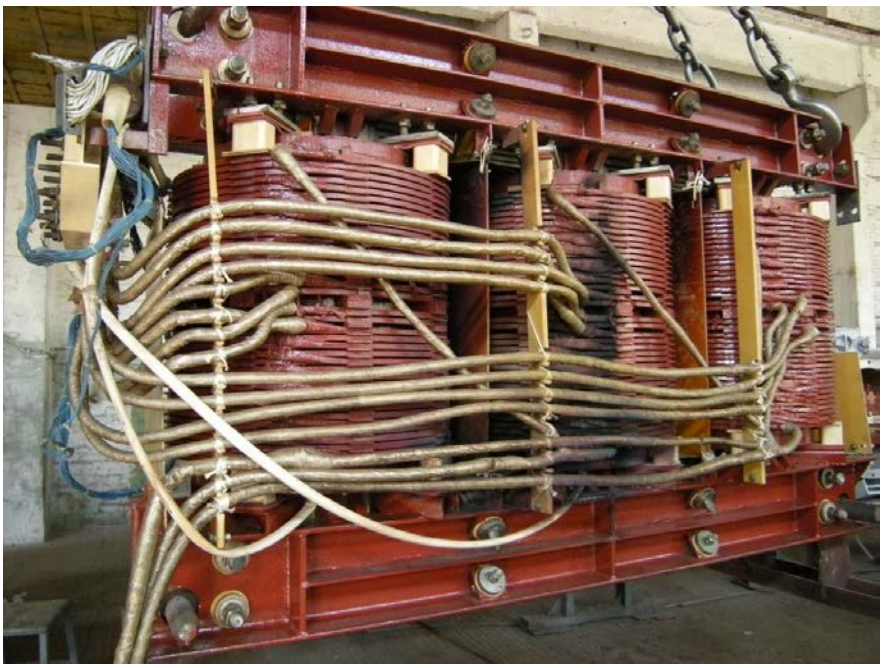


Рис. 1. Активная часть трансформатора подстанции ТВКП-1000/6-1,2 со следами дугового прожига изоляции фазных обмоток ВН, характерного при воздействии коммутационных перенапряжений

По характеру повреждений видно, что имели место множественные случаи пробоя изоляции обмоток ВН на выступающие участки ярмовой балки магнитопровода, причем расстояние по воздуху составляло более 60 мм (рис. 2). Особенности конструкции и взаиморасположения элементов активной части трансформатора подстанции и характер выявленных повреждений дают основания сделать следующие предположения относительно процессов, обусловленных КП. В частности, в результате множественных электрических пробоев изоляции под воздействием ионизации снизилось общее сопротивление окружающего воздуха, а образовавшийся электропроводящий «нагар», представляющий собой частицы поврежденной изоляции обмоток, осел на опорных изоляторах 4 и электроизоляционном экране 3, что в итоге привело к устойчивому замыканию обмоток ВН на землю.

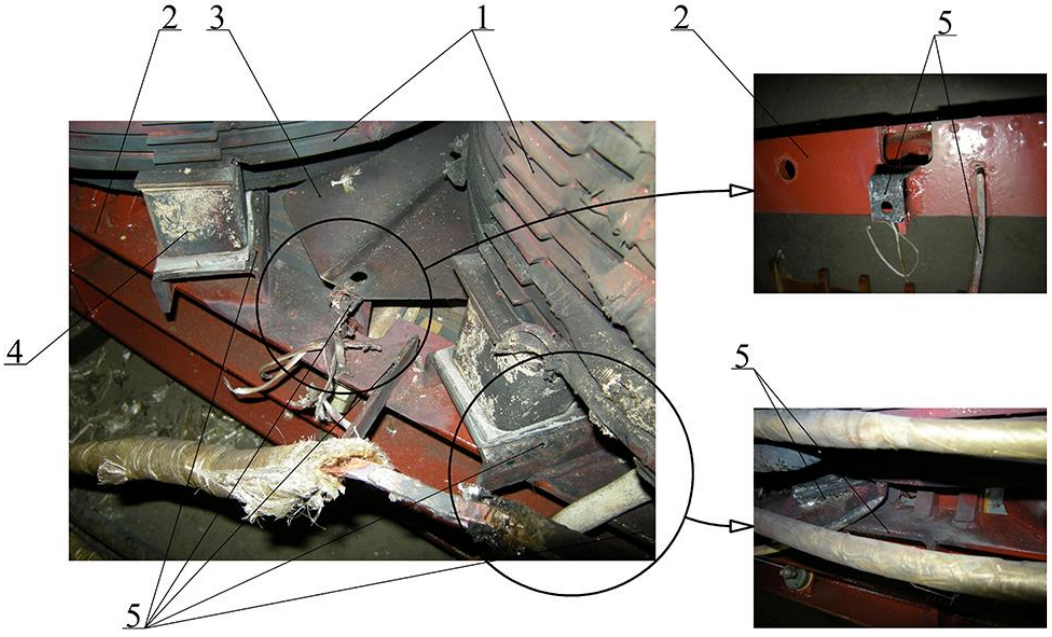


Рис. 2. Фиксация пробоя изоляции обмоток на ярмовую балку магнитопровода:
1 – обмотки ВН; *2* – ярмовая балка магнитопровода; *3* – электроизоляционный экран;
4 – опорный изолятор; *5* – место пробоя изоляции обмоток на ярмовую балку магнитопровода

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Кроме того, важную роль сыграл фактор общего снижения сопротивления изоляции активной части при ее нагреве (во время работы КТП под нагрузкой).

На рис. 3 показаны результаты пробоя междуфазной изоляции между обмотками фаз «А» и «В» 1. В верхней и средней части обмотки фазы «В» наблюдаются два характерных места пробоя изоляции 4. На то, что причиной этих повреждений явились именно коммутационные перенапряжения, указывает расположение мест пробоя изоляции с внешней стороны обмотки (изоляция проводников внутренних слоев обмотки повреждений не имеет). Пробой происходил с обмотки на обмотку через междуфазную электроизоляционную перегородку 2 из стеклотекстолита толщиной 4 мм, на которой также видны соответствующие места повреждения 5.

Наличие пробоя изоляции через воздушный промежуток более 60 мм объясняется не только ионизацией воздушного пространства в оболочке КТП, изолированной от внешней среды, но также и переносом молекул обмоточной меди в воздушную среду под действием электрического поля высокой напряженности, возникающего при КП.

На рис. 4 приведен участок внутренней стенки взрывозащищенного корпуса подстанции с характерным медным напылением, образовавшимся в результате систематического пробоя изоляции обмотки ВН одной из фаз.

Таким образом, опытный образец трансформаторной подстанции ТВКП-1000/6-1,2, разработанный в соответствии с требованиями действующей нормативно-технической документации и прошедший полный комплекс лабораторных испытаний, в т.ч. испытание главной изоляции обмоток ВН трансформатора приложенным испытательным напряжением промышленной частоты – 20 кВ, вышел из строя в результате возникновения перенапряжений при коммутации токов в сетях с использованием вакуумной техники.

Как показали промышленные испытания, реальные перенапряжения, возникающие в рассматриваемом объекте в условиях шахтной сети, оказались выше допустимых значений, и традиционно принятых мер по их снижению оказалось недостаточно. Этим подтверждается актуальность поиска технических решений в контексте ограничения либо полного подавления коммутационных перенапряжений, возникающих в КТП, содержащей ВКА, непосредственно подключенный к входу трехфазной первичной обмотки силового трансформатора.

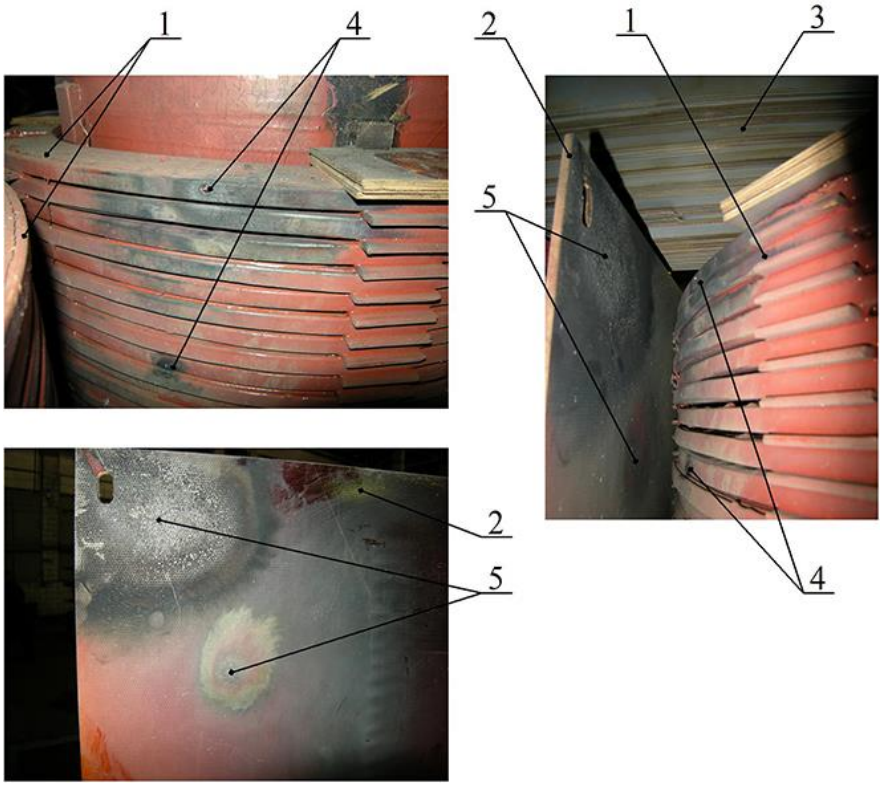


Рис. 3. Фиксация пробоя междуфазной изоляции активной части трансформаторной подстанции ТВКП-1000/6-1,2:
1 – обмотки ВН; *2* – междуфазная электроизоляционная перегородка;
3 – ярмо магнитопровода; *4* – место пробоя изоляции обмоток;
5 – место пробоя изоляции междуфазных электроизоляционных перегородок

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

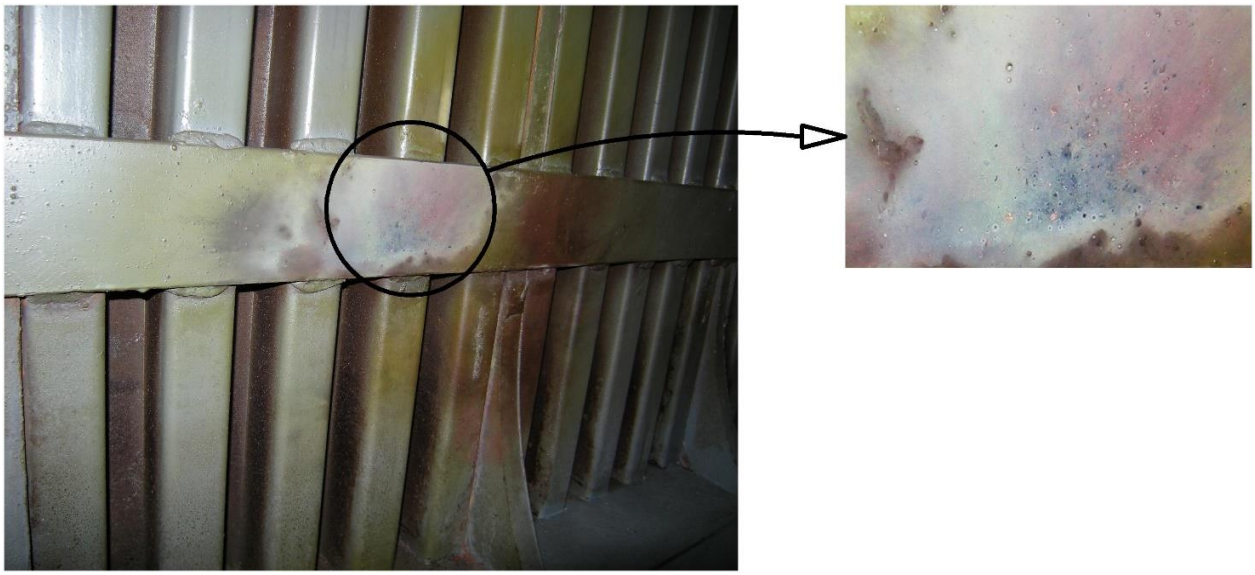


Рис. 4. Результат пробоя изоляции на внутреннюю стенку взрывозащищенного корпуса

Параметры возмущающих воздействий, обусловленных коммутационными перенапряжениями, определяются закономерностями протекания электромагнитных процессов в объекте. Так, при отключении индуктивной нагрузки ВКА происходит так называемое явление среза тока, заключающееся в том, что, если момент начала разведения контактов ВКА не совпадает с нулем тока промышленной частоты, то между контактами выключателя загорается дуга, которая горит в парах металла контактов [10]. Срез тока в вакуумном выключателе – это практически мгновенный его обрыв (до момента перехода кривой через нуль), обеспеченный, в частности, отсутствием среды, поддерживающей горение дуги в вакууме [11]. При этом в индуктивности нагрузки «запирается» энергия, которая затем освобождается на емкость присоединения, что вызывает перенапряжения, значительно превышающие величину амплитудного напряжения в сети.

Кратность перенапряжений при этом определяется индуктивностью нагрузки, емкостью присоединения (длиной кабельной линии) и величиной среза тока, который различается для выключателей с разными дугогасящими средами и химическим составом материала контактов [12].

Энергия магнитного поля, запасенная в обмотке трансформатора, определяется выражением:

$$W_L = \frac{L_{обм} \cdot I_{ср}^2}{2}. \qquad (1)$$

В момент среза тока она переходит в электрическую энергию, определяемую выражением:

$$W_C = \frac{C_{обм} \cdot U_m^2}{2}. \qquad (2)$$

Этот процесс описывается уравнением:

$$\frac{C_{обм} \cdot U_m^2}{2} = -\frac{C_{обм} \cdot U_o^2}{2} + \frac{L_{обм} \cdot I_{ср}^2}{2}, \qquad (3)$$

где U_m – максимальная ожидаемая амплитуда перенапряжений; $I_{ср}$ – ток среза; U_o – напряжение на обмотке в момент среза тока; $L_{обм}$ и $C_{обм}$ – соответственно индуктивность и емкость обмотки.

Таким образом, максимальное ожидаемое перенапряжение составит:

$$U_m = \sqrt{U_o^2 + \frac{L_{обм}}{C_{обм}} \cdot I_{ср}^2}. \qquad (4)$$

Данная формула иллюстрирует суть физического процесса, происходящего в обмотке трансформатора при его отключении в ненагруженном режиме. Исходя из выражения (4) можно сделать вывод, что в реальной конструкции шахтной участковой КТП параметры $L_{обм}$ и $C_{обм}$ являются величинами постоянными, а параметры U_o и $I_{ср}$ обладают вероятностными свойствами. А так как нагрузка носит явно выраженный индуктивный характер (отставание по фазе тока от напряжения достигает 90 эл. град.), то при U_o=max; $I_{ср} \to 0$, и наоборот, при $I_{ср} \to$max; U_o=0.

Представленные зависимости в совокупности определяют предпосылки возникновения коммутационных перенапряжений в функциональной взаимосвязи с параметрами коммутации силовой высоковольтной цепи и ее активно-реактивных элементов. Практический интерес представляет установление конкретных значений параметров коммутационных перенапряжений примени-

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

тельно к объекту исследования. Исследования выполнены на стенде, схема которого приведена на рис. 5. В соответствии со схемой, сетевое напряжение 6 кВ через разъединитель *QS*1 подается на вакуумный выключатель *QF*1 типа ВВ/TEL-10-20/1000-У2, а с него – на обмотку ВН силового трансформатора (Т) типа ТСВ-400/6. Выключатель *QF*1 расположен в непосредственной близости от трансформатора и подключен к его обмотке проводниками длиной не более 1 м. К входным клеммам обмотки ВН трансформатора по схеме «звезда с заземленной общей точкой» подключены ограничители перенапряжений типа ОПН-КР/TEL-6/6,9 (*R*1…*R*3). Измеряемый сигнал, снятый с делителя *R*4…*R*7, при помощи экранированного измерительного кабеля подается на вход цифрового осциллографа Tektronix TDS 2002 (*P*1). К обмотке НН трансформатора через автоматический выключатель *QF*2 типа А3792У подключен асинхронный двигатель (АД) мощностью 30 кВт.

Осциллографировалось четыре режима измерения:

– отключение ненагруженного трансформатора при подключенных ограничителях перенапряжений (осциллограммы рис. 6а…в);

– отключение ненагруженного трансформатора при отключенных ограничителях перенапряжений (осциллограмма рис. 6г);

– отключение трансформатора, нагруженного на асинхронный двигатель, работающий в режиме ХХ при подключенных ограничителях перенапряжений (осциллограмма рис. 7а);

– отключение трансформатора, нагруженного на асинхронный двигатель, работающий в режиме ХХ при отключенных ограничителях перенапряжений (осциллограмма рис. 7б).

Характерной особенностью осциллограмм, представленных на рис. 6, является то, что они зафиксированы в моменты времени, когда $U_o \approx$max (рис. 6а, г); $U_o \approx 0{,}5$max (рис. 6б); $U_o \approx 0$ (рис. 6в).

На осциллограммах, представленных на рис. 7, зафиксированы электродвижущие силы выбега АД, возникающие после коммутационного процесса (вместо апериодической затухающей, как на рис. 6).

Представленные на рис. 6 и 7 осциллограммы каждого режима измерения соответствуют наибольшей возникшей кратности амплитуды перенапряжений K_u, которая представляет собой отношение наибольшего значения амплитуды импульса коммутационного процесса U_m к амплитудному значению напряжения питающей сети $U_{o\,\max}$ [11]:

$$K_u = \frac{U_m}{U_{o\,\max}} = \frac{U_m}{\sqrt{2} \cdot U_c}, \qquad (5)$$

где U_c=6 кВ – действующее значение напряжения питающей сети.

Так, согласно выражению (5), для осциллограммы (рис. 7б) параметр K_u составляет 8 ед.

Применительно ко всем режимам измерения зафиксированы импульсы перенапряжений длительностью порядка 100 мкс, амплитуды которых достаточны для пробоя изоляции классов, применяемых при изготовлении обмоток ВН трансформаторов участковых комплектных подстанций серии ТВКП.

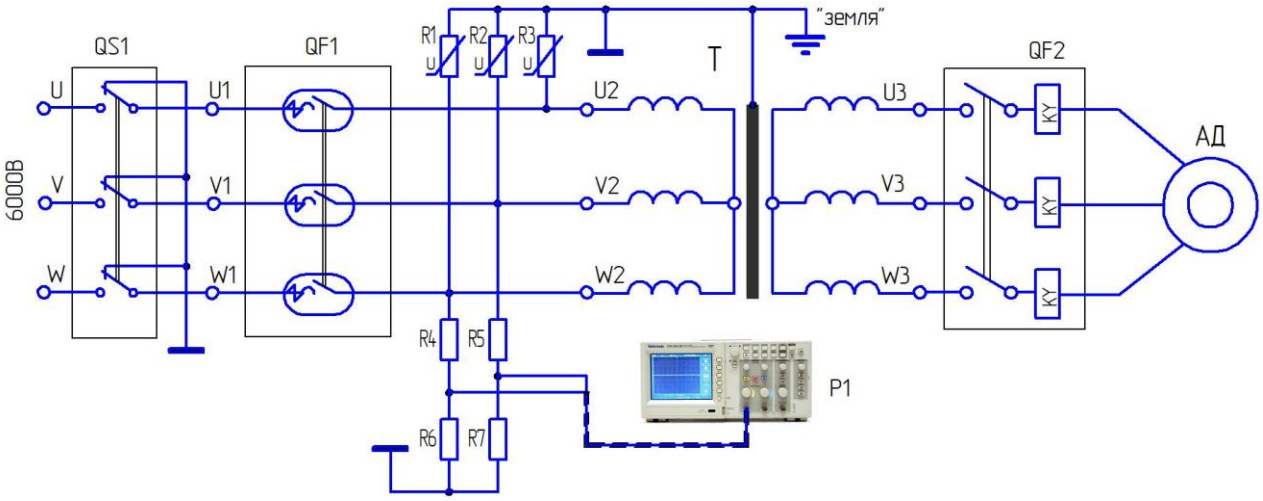


Рис. 5. Схема исследовательского стенда:
*QS*1 – высоковольтный разъединитель с короткозамыкателем; *QF*1 – ВКА;
*QF*2 – автоматический выключатель; *T* – силовой трансформатор;
*R*1…*R*3 – нелинейные ограничители перенапряжений; *R*4…*R*7 – делитель напряжения;
*P*1 – осциллограф; *АД* – асинхронный электродвигатель

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

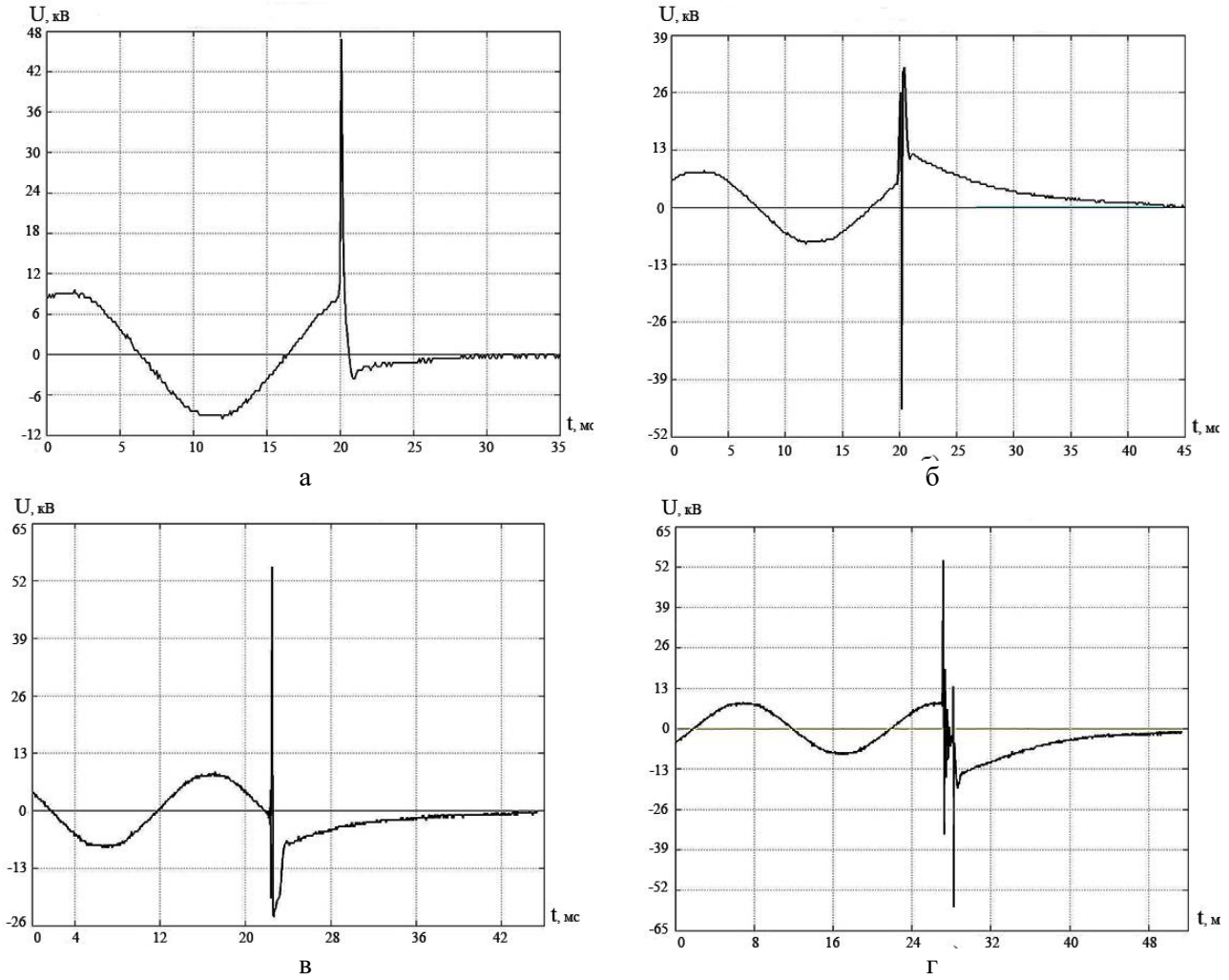


Рис. 6. Осциллограммы перенапряжений при отключении ненагруженного трансформатора мощностью 400 кВА

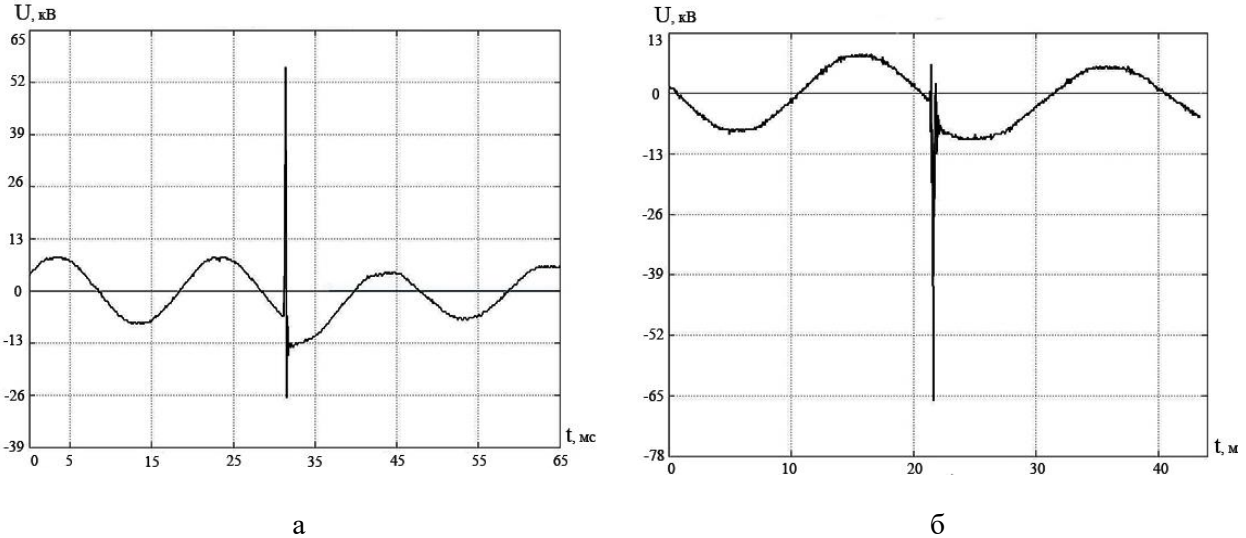


Рис. 7. Осциллограммы перенапряжений при отключении трансформатора мощностью 400 кВА, нагруженного электродвигателем

Выводы

Коммутация первичной (высоковольтной) обмотки трансформатора шахтной участковой комплектной трансформаторной подстанции вакуумным коммутационным аппаратом при его расположении в непосредственной близости от силовых вводов трансформатора сопровождается кратковременными (до 100 мкс) импульсами пе-

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

ренапряжений. Импульсы характеризуются крутыми передними фронтами. Соотношение активно-реактивных параметров системы «вакуумный коммутационный аппарат – высоковольтная обмотка трансформатора КТП» («ВКА – трансформатор») и наличие факторов, ограничивающих дуговые коммутационные процессы в выключателе, способствуют созданию амплитуд импульсов перенапряжений, превышающих напряжения сети в 8 и более раз. В совокупности скорость нарастания импульса перенапряжения и его амплитуда относятся к параметрам, достаточным для пробоя изоляции высоковольтной обмотки трансформатора КТП. Это подтверждено результатами опытной эксплуатации КТП типа ТВКП-1000/6-1,2, содержащей систему «ВКА – трансформатор», в условиях угольной шахты.

Эффективность работы нелинейных ограничителей перенапряжений типа ОПН-КР/TEL-6/6,9 и аналогичных в конструкциях трансформаторных подстанций, содержащих систему «ВКА – трансформатор», следует признать неудовлетворительной, что обусловливает необходимость совершенствования устройств подавления КП.

Список литературы

1. Идеология построения электрических защит взрывобезопасных трансформаторных подстанций серии ТВПШ / Е.А. Вареник [и др.] // Взрывозащищенное электрооборудование: сб. науч. тр. ГУ «НИИВЭ». – Донецк: ООО «Восток Пресс», 2017. – №1(52). – С. 14-24.
2. Чернов, И.Я. Повышение технического уровня взрывобезопасных передвижных комплектных трансформаторных подстанций: дис. … канд. техн. наук: 05.09.01 / Чернов Игорь Яковлевич. – Донецк, 2009. – 263 с.
3. Методические указания по выбору ограничителей перенапряжений нелинейных производства предприятия «Таврида Электрик» для электрических сетей 6-35 кВ / В.А. Бржезицкий [и др.]. – Севастополь: НПЦ «ЭКОСИ-Гидрофизика», 2003. – 40 с.
4. Нагорный, М.А. Снижение перенапряжений в рудничных взрывозащищенных трансформаторных подстанциях с высоковольтными вакуумными аппаратами. Применение напряжения 10 кВ на горных предприятиях / М.А. Нагорный, В.М. Грушко, Г.А. Кутелев // Сб. науч. тр. ВНИИВЭ. – Донецк, 1985. – С. 82-87.
5. Popov, M. Switching three-phase distribution transformers with a vacuum circuit breaker. Analysis of overvoltages and the protection of the equipment: doctoral thesis [Electronic resource]. – Delft University of Technology, 2002. – Available at: http://resolver.tudelft.nl/uuid:6163457a-697f-4d42-be87-9519a6427827
6. Mantosh, D. Investigation of High Frequency Switching Transients on Wind Turbine Step Up Transformers [Electronic resource]. – UWSpace, 2015. – Available at: http://hdl.handle.net/10012/9732
7. Ограничение перенапряжений при коммутациях шахтного электрооборудования / А.Г. Гарганеев [и др.] // Изв. Томского политехн. ун-та. – 2012. – №4. – С. 51-56.
8. Лебедев, И.А. Исследование процессов коммутации вакуумными выключателями индуктивной нагрузки и разработка технических требований к синхронным вакуумным выключателям: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.14.12 / Лебедев Иван Александрович. – Новосибирск, 2012. – 20 с.
9. Mayr, O. Über die Theorie des Lichtbogens und seiner Löschung / Elektrotechnische Zeitschrift, Jahrgang. – 1943. – No.49-50. Vol.64. – P. 645-652.
10. Ghezzi, L. Modeling and Simulation of Low Voltage Arcs [Электронный ресурс] / L. Ghezzi, A. Balestrero. – 2010. – Режим доступа: http://repository.tudelft.nl/assets/uuid:ddf219d8-5572-45c5-9249-aacbb68683cd/Modeling_and_Simulation_of_Low_Voltage_Arcs
11. Кротенко, Е.А. Исследование перенапряжений в сетях среднего напряжения / Омский научный вестник. – 2019. – №1(163). – С.34-37.
12. Мнухин, А.Г. Защита электрических сетей шахт от коммутационных перенапряжений / А.Г. Мнухин, Б.И. Коневский. – М: Недра, 1987. – 143 с.

K.N. Marenich /Dr. Sci. (Eng.)/
Donetsk National Technical University (Donetsk)
I.Ya. Chernov /Cand. Sci. (Eng.)/, E.V. Zolotarev
Scientific-Research, Project-Designing and Technological Institute of Explosion Proof and Mine Electrical Equipment (Donetsk)

PROBLEMATIC ISSUES OF APPLICATION OF HIGH-VOLTAGE VACUUM CIRCUIT BREAKER IN THE MINE TRANSFORMER SUBSTATION DESIGN

Background. *The influence of switching overvoltage on the electrical insulation strength of the*

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

windings of a power transformer analysed on the example of a failed mine transformer substation type TVKP-1000/6-1.2. The efficiency of existing means of switching overvoltage suppression made on the basis of nonlinear overvoltage limiters is estimated. Oscillographying of switching processes was performed when the power transformer was turned off by a high-voltage vacuum circuit breaker located close to it.

Materials and/or methods. *Measurements were carried out in laboratory conditions using a high-voltage vacuum circuit breaker type BB/TEL-10-20/1000-U2, power transformer type TSV-400/6, surge protectors type OPN-KR /TEL-6/6.9, and the asynchronous motor in the shutdown modes of the unloaded transformer, as well as the transformer loaded on the asynchronous motor, with connected and disconnected surge protectors.*

Results. *In substations with built-in high-voltage vacuum circuit breaker, there is a high vulnerability of the windings of the power transformer to the adverse effects of switching overvoltage. Sustained insulation breakdown occurs over time, as a result of frequent, systematic switching. The multiplicity of recorded overvoltage is up to 8 times, with the duration of up to 100 microseconds. Under those conditions, the low efficiency of nonlinear overvoltage limiters confirmed.*

Conclusion. *The studies confirmed the relevance of a comprehensive survey of switching processes in mine transformer substations equipped with high-voltage switching apparatus, as well as the need to develop tools and measures for effective suppression of arising overvoltage.*

Keywords: *mine transformer substation, high-voltage transformer winding, switching, overvoltage, research, parameters.*

Сведения об авторах

К.Н. Маренич
SPIN-код: 8632-8425
Author ID: 377905
ORCID iD: 0000-0002-6309-4986
Телефон: +380 (71) 301-98-61
Эл. почта: knm1@donntu.org

Е.В. Золотарев
SPIN-код: 6936-6692
Телефон: +380 (71) 412-10-54
Эл. почта: transformator76@inbox.ru

И.Я. Чернов
SPIN-код: 6969-9416
Телефон: +380 (71) 348-03-55
Эл. почта: kniot_i_tp@mail.ru

Статья поступила 03.09.2019 г.
© К.Н. Маренич, И.Я. Чернов, Е.В. Золотарев, 2019
Рецензент д.т.н., проф. И.А. Бершадский



ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

УДК 621.78

А.Б. Бирюков /д.т.н./, А.Н. Лебедев /к.т.н./, П.А. Гнитиѐв /к.т.н./
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ИТОГОВОГО УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА НА ОТОПЛЕНИЕ ПЕЧИ

Разработана методика оценки итогового удельного расхода топлива на отопление нагревательной печи в зависимости от годовой производительности и принятой тактики эксплуатации печи. Рассмотрены две тактики использования печного оборудования между операциями нагрева: отключение подачи топлива и поддержание некоторой минимальной температуры печи и расхода топлива для предотвращения остывания футеровки. При помощи разработанной методики оценены различные варианты годовой производительности подразделения, имеющего в своем составе одну печь с возможным диапазоном разовой садки от 20 до 100 т: 4375, 8750, 17500, 35000, 52500 т/год. Установлено, что для годовой производительности 8750 т/год и выше наиболее экономичным является отопление печи на холостом ходу между операциями нагрева, однако для случая минимальной годовой производительности и максимальной садки печи экономичнее будет отключать подачу топлива между нагревом металла. Разработанная методика полезна при планировании схемы работы печи в течение длительного периода времени и выбора рациональной стратегии работы цеха.

Ключевые слова: *нагрев металла, удельный расход топлива, экономия топлива.*

Постановка проблемы

Одним из наиболее распространенных критериев энергоэффективности технологий тепловой обработки металла в печах является удельный расход топлива на одну тонну металла. Поскольку печи в общем случае отапливаются разными топливами (природный газ, искусственные газы, жидкое топливо), удобно использовать величину удельного расхода условного топлива. В качестве такого принято топливо с теплотой сгорания 29,3 МДж/кг. Для конкретной печи устанавливается расход реального топлива, а затем он пересчитывается на условное топливо.

Анализ последних исследований и публикаций

Зачастую в производственных отчетах и научных публикациях приводятся данные об удельном расходе топлива, соответствующие собственно процессу нагрева металла в печи [1]. Имеется большое количество работ, в которых показаны способы поиска рациональных конструктивных и технологических параметров печей, при которых удается достичь существенного сокращения расхода топлива [2…7].

Следует иметь в виду, что в процессе нагрева топливо расходуется на повышение теплосодержания металла, покрытие тепловых потерь и аккумуляцию футеровки. Очевидно, что удельный расход топлива напрямую зависит от массы садки печи. Но также следует иметь в виду зависимость расхода топлива для осуществления технологической операции от того теплосодержания футеровки, которое имело место в момент начала операции нагрева металла.

Известно понятие базовой линии энергопотребления [8], представляющее собой линию, определенную графическим путем и описываемую соответствующим уравнением регрессии, относительно которой проводят анализ фактических расходов энергии для выбранного объекта. Удельный расход топлива может быть отражен в зависимости от производительности печи. Однако в зависимости от ритма работы печи могут быть получены отличающиеся результаты, и построение линии энергопотребления в зависимости только лишь от производительности печи затруднительно.

Более объективно было бы рассчитать удельный расход топлива как отношение годового расхода топлива на печь к массе металла, прошедшей за год тепловую обработку. Однако для обеспечения снижения удельного расхода топлива следует не только констатировать полученный результат, но заранее планировать рациональную схему работы печи.

Цель (задачи) исследования

Целью данной работы является создание методики оценки итогового удельного расхода топлива на отопление печи (печей) в зависимости от годовой программы производства металла и принятой тактики эксплуатации печи.

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Основной материал исследования

Расход топлива на печь периодического действия за один цикл работы определяется как

$$V_ц = \frac{m_c \cdot c_m \cdot \Delta t_m}{\eta \cdot Q_н^p} + \frac{Q_m \cdot \tau_ц}{\eta \cdot Q_н^p} + \frac{Qf_{ном} - Qf_{ост}(\tau_п)}{\eta \cdot Q_н^p},$$

где $m_с$ – масса садки, кг; $\Delta t_м$ – повышение среднемассовой температуры металла в течение цикла работы печи, °С; $c_м$ – средняя теплоемкость металла в интервале температур нагрева, Дж/(кг·К); η – среднеинтегральное значение коэффициента использования топлива за цикл работы печи; $Q_н^p$ – низшая теплота сгорания топлива, Дж/м^3; $Q_т$ – среднеинтегральная мощность тепловых потерь через ограждающую конструкцию печи в окружающую среду в течение цикла работы печи, Вт; $\tau_ц$ – продолжительность цикла работы печи, с; $Qf_{ном}$ – номинальное теплосодержание футеровки печи, соответствующее максимальной температуре печи в течение цикла работы печи, Дж; $Qf_{ост}(\tau_п)$ – остаточное теплосодержание футеровки печи, с которым печь вводится в цикл работы, зависящее от времени простоя, Дж; $\tau_п$ – продолжительность паузы после завершения предыдущего цикла работы, в течение которого печь находилась без отопления вплоть до начала текущего цикла работы, с.

Удельный расход топлива определяется как

$$b_{уд} = \frac{V_ц}{m_c},$$

где $V_ц$ – расход топлива для нагрева массы садки объемом $m_с$, кг.

В ряде случаев при наличии простоев между циклами тепловой обработки металла печь может продолжать отапливаться на холостом ходу во избежание остывания футеровки [9]. Такой подход целесообразен в случае, когда известно время простоя, а также стоимость использованного топлива для поддержания температуры сопоставима со стоимостью топлива, требуемого для достижения печью той же температуры горячего простоя после выхода из холодного состояния.

Возможен также вариант, когда между циклами работы печь продолжает работать на холостом ходу при несколько пониженной температуре для поддержания теплосодержания футеровки. Тогда, если расход топлива на поддержание теплосодержания футеровки внести в расход топлива за цикл, получаем следующее выражение:

$$V_ц = \frac{m_c \cdot c_m \cdot \Delta t_m}{\eta \cdot Q_н^p} + \frac{Q_m \cdot \tau_ц}{\eta \cdot Q_н^p} + \frac{Q_{тк} \cdot \tau_к}{\eta \cdot Q_н^p},$$

где $Q_{тк}$ – мощность тепловых потерь через ограждающую конструкцию печи в период ее консервации, Вт; $\tau_к$ – продолжительность периода консервации, с; $\eta_к$ – коэффициент использования топлива в период консервации.

Важно определиться, как правильно эксплуатировать печной агрегат в течение года для обеспечения минимально возможного расхода топлива для осуществления требуемой технологической операции.

Рассмотрим задачу в простейшей постановке. На предприятии имеется одна печь или несколько одинаковых печей, работающих с одинаковой загрузкой по массе металла в течение года. Тогда при отключении отопления после завершения цикла нагрева металла получаем следующее выражение для определения годового расхода топлива:

$$V_{год} = V_ц \cdot n_ц = \left(\frac{m_c \cdot c_m \cdot \Delta t_m}{\eta \cdot Q_н^p} + \frac{Q_m \cdot \tau_ц}{\eta \cdot Q_н^p} + \right.$$
$$\left. + \frac{Qf_{ном} - Qf_{ост} \dfrac{\tau_{год} - n_ц \cdot \tau_ц}{n_ц}}{\eta \cdot Q_н^p} \right) \cdot n_ц,$$

где $\tau_{год}$ – продолжительность года, с; $n_ц$ – число циклов работы печи за год.

Величина $n_ц$ определяется как

$$n_ц = \frac{M_{год}}{m_c},$$

где $M_{год}$ – масса металла, прошедшего тепловую обработку в печи за один год, кг.

При отоплении пустой печи для поддержания теплосодержания футеровки имеем следующее выражение для определения годового расхода топлива:

$$V_{год} = V_ц \cdot n_ц = \left(\frac{m_c \cdot c_m \cdot \Delta t_m}{\eta \cdot Q_н^p} + \frac{Q_m \cdot \tau_ц}{\eta \cdot Q_н^p} \right) \cdot n_ц +$$
$$+ \frac{Q_{тк} \cdot (\tau_{год} - n_ц \cdot \tau_ц)}{\eta \cdot Q_н^p}.$$

Рассмотрим иллюстрацию этого метода на следующем примере: печь с выкатным подом с геометрией 6×8×4 м, футеровка стен и свода выполнена из керамоволокнистого материала, подина – из плотного огнеупора. Печь предназначена для нагрева под ковку цилиндрических заготовок

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

весом 20 т. Минимальная садка 20 т, максимальная 100 т. Время нагрева заготовок 9 часов. Исходная среднемассовая температура металла 20 °С, конечная среднемассовая температура металла 1220 °С. Средний коэффициент использования топлива (КИТ) за цикл нагрева 0,65, КИТ при поддержании печи в режиме холостого хода 0,7. Теплоемкость металла в указанном диапазоне температур $C_м$=650 Дж/(кг·К). Среднеинтегральная мощность тепловых потерь через ограждающую конструкцию принята равной 150 кВт.

Рассмотрены пять годовых программ нагрева заготовок – 4375, 8750, 17500, 35000, 52500 т/год.

Закон изменения остаточного теплосодержания футеровки при остывании принят в следующем виде и представлен на рис. 1:

$$Qf_{ост}=Qf_{ном}\cdot\exp(-0{,}000005\cdot\tau_п).$$

Согласно расчетным оценкам номинальное тепловое содержание подины для принятых исходных данных составляет $5\cdot10^{10}$ Дж.

Ниже, на рис. 2, представлены результаты исследования зависимости среднегодового удельного расхода условного топлива для разных тактик работы печного оборудования в зависимости от массы садки печи.

Анализируя полученные результаты, можно выделить три различные категории: с наличием равноэффективной экономии двух случаев (рис. 2а); со сходящейся эффективностью при возрастании единичной массы садки печи (рис. 2б, в) и с расходящейся эффективностью при возрастании единичной массы садки печи (рис. 2г, д).

При детальном рассмотрении результатов на рис. 2а можно увидеть, что при загрузке печи от 20 до 60 т наиболее рациональным будет вариант, при котором печь поддерживают в режиме холостого хода между циклами нагрева металла.

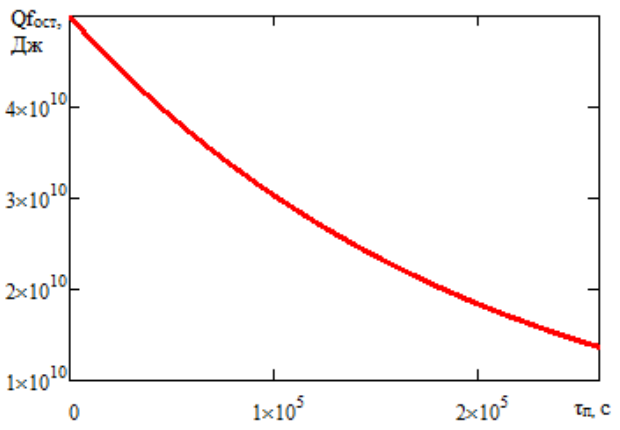


Рис. 1. Изменение остаточного теплосодержания футеровки в зависимости от времени простоя

В случае если садка печи составляет от 60 до 100 т, эффективнее будет отключать подачу топлива между циклами нагрева. Это происходит потому, что для малой годовой производительности печи, равной 4375 т/год, при увеличении разовой садки перерыв в работе печи между садками существенно увеличивается.

В случае годовой производительности печи 8750 т/год (рис. 2б) наблюдается стремление к пересечению двух кривых. В относительном выражении разница находится в диапазоне от 15 до 4 % для условий увеличения единоразовой садки от 20 до 100 т. Однако во всем диапазоне рассматриваемой загрузки печи наиболее эффективным является вариант поддержания печи в режиме холостого хода между циклами нагрева металла.

При годовой производительности 17500 т/год (рис. 2в) для минимальной единичной садки в 20 т оба рассматриваемых варианта дают идентичные результаты экономии топлива. При увеличении единичной садки печи до 100 т наблюдается увеличение эффективности применения тактики поддержания печи в режиме холостого хода между операциями нагрева в пределе до 11 % по сравнению с вариантом отключения печи.

При годовой производительности 35000 т/год (рис. 2г) минимальной садкой является 40 т, что связано с увеличением годовой производительности и длительности каждой технологической операции, при которых невозможно снизить минимальную садку мене 40 т, т.к. в противном случае печь не выйдет на заданную годовую производительность. На данном графике наблюдается совпадение удельного расхода топлива, которое составляет 48 кг/т металла для садки 40 т, после чего при увеличении единичной садки печи наблюдается расхождение графиков, при котором более выгодным является вариант перевода печи в режим холостого хода между операциями нагрева.

Разница между рассматриваемыми вариантами в относительном выражении находится в диапазоне от 0 до 6 %.

Для последней рассматриваемой годовой производительности 52500 т/год минимально возможная садка печи составит 60 т. Как и в предыдущем случае, при минимальной садке печи оба рассматриваемых способа экономии показывают идентичные результаты – на уровне 46 кг/т нагреваемого металла. По мере увеличения массы садки появляется разница между вариантами использования печи между операциями нагрева. При этом максимальная относительная разница в удельном потреблении топлива составляет 3,4 %.

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

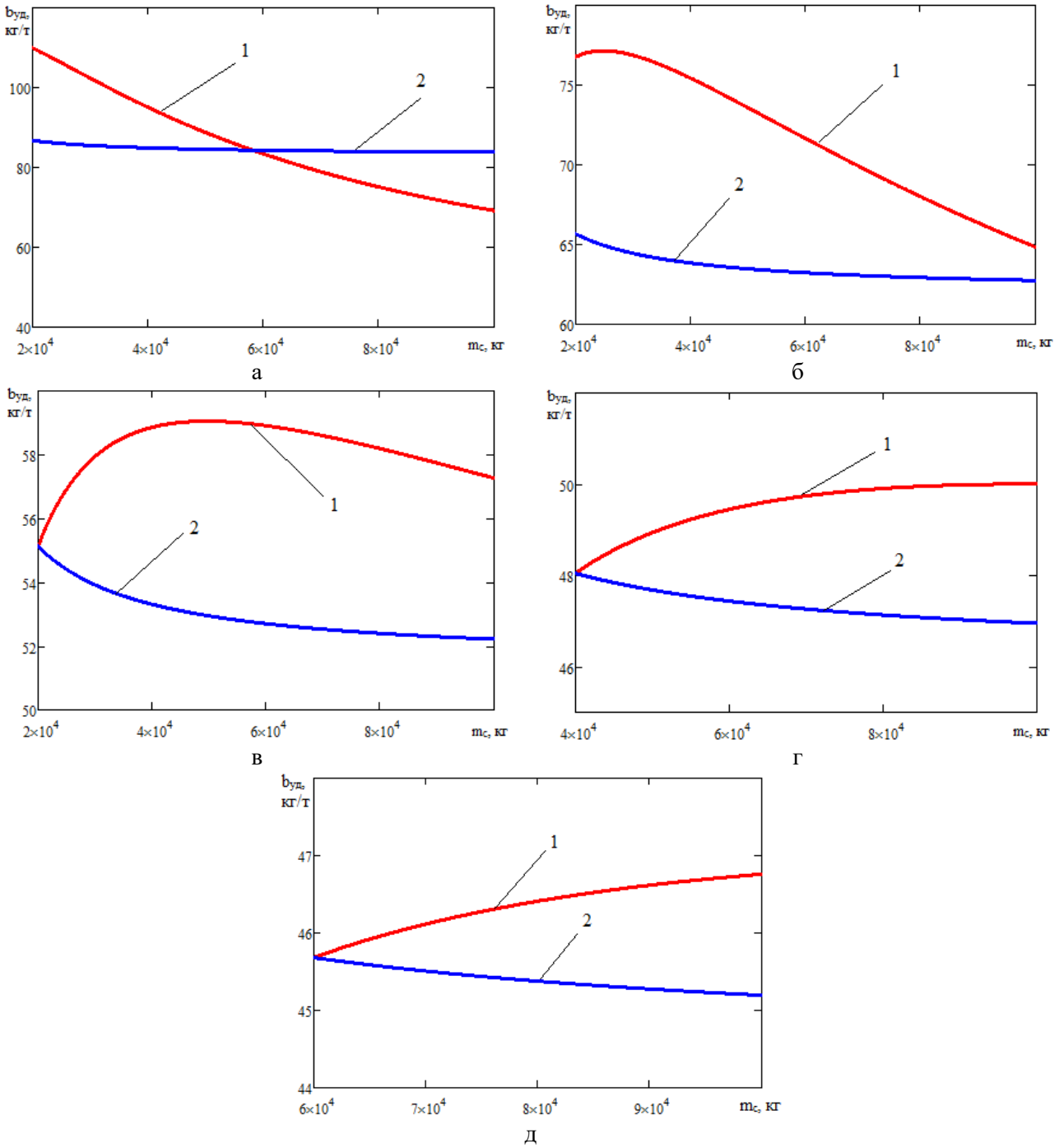
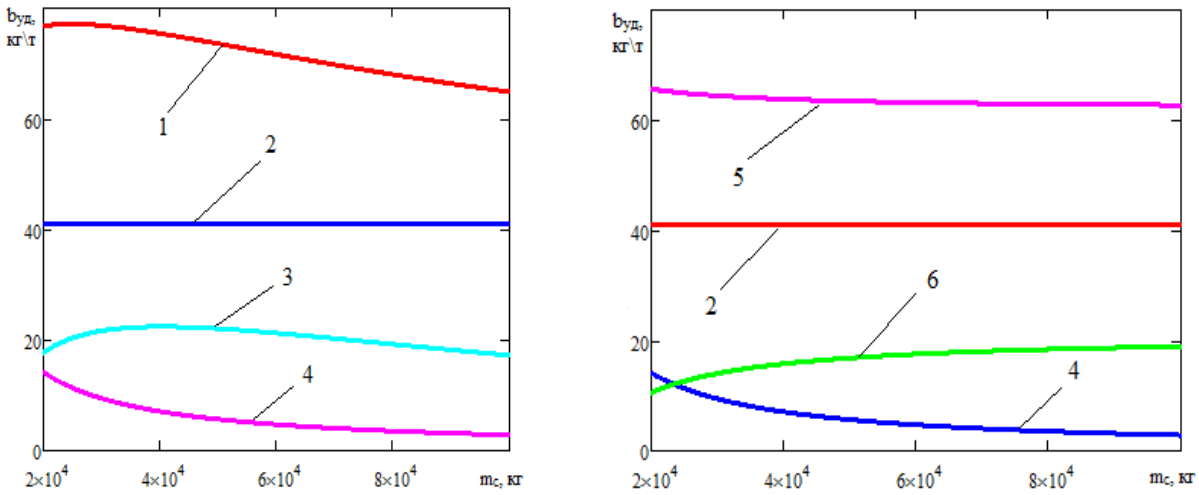


Рис. 2. Зависимость среднегодового удельного расхода условного топлива для разных стратегий работы печного оборудования от массы садки печи:
1 – отключение топлива между циклами нагрева металла;
2 – поддержание печей в режиме холостого хода между циклами нагрева металла:
а – для годовой производительности по металлу 4375 т/год; *б* – 8750 т/год;
в – 17500 т/год; *г* – 35000 т/год; *д* – 52500 т/год

Оценив различные варианты годовой загрузки печи и различные варианты разовой садки печи, можно сделать вывод, что практически для всех рассмотренных вариантов годовой производительности нагревательной печи наиболее рациональным способом снижения удельного расхода топлива на работу печи в течение года является поддержание печи в режиме холостого хода между циклами нагрева металла. Исключением является работа печи с малой годовой загрузкой и существенной массой разовой садки, при которых возникают длительные перерывы между садками. В таком случае рациональным будет отключение подачи топлива между операциями нагрева металла в печи.

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org



а б

Рис. 3. Зависимость составляющих среднегодового удельного расхода условного топлива для разных стратегий работы печного оборудования от массы садки печи для годовой производительности по металлу 8750 т/год:
1 – итоговый удельный расход топлива при отключении топлива между циклами нагрева металла; *2* – на повышение теплосодержания металла; *3* – на аккумуляцию теплоты кладкой; *4* – на покрытие мощности тепловых потерь в окружающую среду в течение циклов нагрева; *5* – итоговый удельный расход топлива при поддержании печей в режиме холостого хода между циклами нагрева металла; *6* – на покрытие мощности тепловых потерь в окружающую среду при работе на холостом ходу:
а – для режима отключения подачи топлива между циклами нагрева металла;
б – для режима поддержания печи в режиме холостого хода между циклами нагрева металла

На рис. 3 для годовой производительности печи по металлу 8750 т/год показано изменение составляющих итогового удельного расхода топлива в зависимости от массы разовой садки печи для двух исследуемых тактик работы печи: для случая отключения подачи топлива между циклами нагрева металла и для случая поддержания печи в режиме холостого хода между циклами нагрева металла. Характер поведения составляющих итогового удельного расхода топлива в полной мере поясняет характер поведения итоговых кривых.

Выводы

Решение задачи энергосбережения всегда является актуальной задачей для промышленности. Возрастающие стоимости энергоресурсов, нерегулярная загрузка производства вынуждают исследовать способы экономии ресурсов с поиском оптимальных решений для каждой технологии при различных режимах работы оборудования. В данной работе разработана методика оценки итогового удельного расхода условного топлива для нагревательной печи, которая позволяет сравнивать удельные расходы топлива с учетом двух тактик использования печного оборудования между операциями нагрева: с учетом отключения подачи топлива и при подаче топлива в режиме холостого хода. В результате проведенного анализа установлено, что наиболее эффективным способом экономии энергоресурсов при нагреве металла в печах является поддержание печей в режиме холостого хода между циклами нагрева металла. Практически при любой существенной годовой загрузке печи данный способ экономии топлива показывает лучший эффект. Однако при малых годовых производительностях печи и большой единоразовой массе садки эффективнее отключать подачу топлива между операциями нагрева.

Список литературы

1. Курбатов, Ю.Л. Металлургические печи: учеб. пособие для вузов / Ю.Л. Курбатов, Ю.Е. Василенко. – Донецк: ГВУЗ «ДонНТУ», 2013. – 388 с.
2. Бирюков, А.Б. Математические модели тепловой обработки металла в печах / А.Б. Бирюков, П.А. Гнитиѐв // Черная металлургия. – 2016. – №11(1403). – С. 56-63.
3. Ткаченко, В.Н. Математическое моделирование, идентификация и управление технологическими процессами тепловой обработки материалов. – Киев: Наукова думка, 2008. – Т.13. – 244 с. (сер.: задачи и методы: математика, механика, кибернетика).
4. Biryukov, A.B. Mathematical model for studying of metal air-cooling process in furnaces / A.B. Biryukov, P.A. Gnitiev, A.I. Voloshin // Steel in

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Translation. – 2015. – No.7. Vol. 45. – P. 534-538.
5. Гинкул, С.И. Прогнозная математическая модель процесса нагрева металла в печах с шагающими балками / С.И. Гинкул [и др.] // Металлург. – 2018. – №1. – С. 24-28.
6. Biryukov, A.B. Experimental investigation of convective heat exchange in chamber furnaces at heat treatment of cylindrical solids / A.B. Biryukov, P.A. Gnitiev // Thermophysics and Aeromechanics. – 2016. – No.3. Vol.23. – P. 467-472.
7. Heat and mass transfer / S.I. Ginkul [et al.]. – Donetsk: Nord-Press, 2006. – 292 p.
8. Сафьянц, С. М. Создание методики определения линий энергопотребления предприятия / С.М. Сафьянц, А.Б. Бирюков, А.С. Сафьянц // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 151-158. (серія: енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування).
9. Мастрюков, Б.С. Расчеты нагревательных печей. – М.: Металлургия, 1986. – 376 с.

A.B. Biryukov /Dr. Sci. (Eng.)/, A.N. Lebedev /Cand. Sci. (Eng.)/, P.A. Gnitiev /Cand. Sci. (Eng.)/
Donetsk National Technical University (Donetsk)

METHOD OF ESTIMATION OF FINAL SPECIFIC FUEL CONSUMPTION FOR HEATING THE FURNACE

Background. *In the practice of machine-building enterprises, one of the essential technological operations is the heating of forging ingots under high-pressure processing. Currently, all industrial enterprises set rational use of energy resources one of the main tasks. The objective of this paper is to create a method for assessing the final specific fuel consumption for metal heating, taking into account the tactics of using shop furnace equipment between heating operations.*
Materials and/or methods. *The final specific fuel consumption for heating the furnace is estimated for a long period of operation of the furnace in the overhaul period as the ratio of the total fuel consumption per furnace to the weight of the metal that has undergone heat treatment. It is possible to take into account two tactics of using the furnace: between heating operations, the furnace is switched off, or between heating operations, the maintenance of predetermined furnace temperature is ensured to prevent cooling of the lining due to the fuel supply.*
Results. *Based on the engineering method of research using the proposed methodology, the results obtained of the influence of single charge parameters and an annual performance on the choice of reducing the fuel consumption for metal heating. Determined that for significant annual productivity for any possible charge, it will be more rational to heat the furnace at idle to preserve the heat absorption of the furnace lining. However, for the case of low annual productivity with the significant charge mass, it is advisable to turn off the fuel supply between metal heating operations.*
Conclusion. *With the help of the proposed calculation method, it is possible to determine the rational mode of operation of the heating furnace, depending on the specific operating conditions. This method is useful when planning the operation scheme of the furnace for a long period and to choosing a rational strategy of the shop.*

Keywords: *metal heating, specific fuel consumption, fuel economy.*

Сведения об авторах

А.Б. Бирюков
SPIN-код: 3186-0680
Author ID: 7006918782
ORCID iD: 0000-0002-8146-2017
Телефон: +380 (62) 301-08-61
Эл. почта: birukov.ttf@gmail.com

П.А. Гнитиєв
SPIN-код: 1943-4196
Author ID: 56916104300
ORCID iD: 0000-0001-9266-7969
Телефон: +380 (66) 671-34-71
Эл. почта: gnitiev.pavel@gmail.com

А.Н. Лебедев
Телефон: +380 (62) 301-08-38
Эл. почта: lan@donntu.org

Статья поступила 02.09.2019 г.
© А.Б. Бирюков, А.Н. Лебедев, П.А. Гнитиєв, 2019
Рецензент д.т.н., доц. Н.И. Захаров

УДК 621.771.23

Е.А. Руденко /д.т.н./, С.В. Закарлюка /к.т.н./, С.А. Будаква
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРМЫ КОНЦОВ РАСКАТА ПРИ ПРОКАТКЕ С ПЕРЕКОСОМ ВЕРХНЕГО ВАЛКА

Установлены параметры и независимые переменные, определяющие изменение формы концов раската в зависимости от условий прокатки в черновой клети толстолистового стана. Предложен способ прокатки толстых листов с профилированием толщины по ширине сляба и раската в начале каждой стадии прокатки путем перекоса верхнего рабочего валка. Методом физического моделирования на лабораторных станах получены графические и математические зависимости, позволяющие прогнозировать параметры формы концов раската при поперечной (продольной) прокатке с профилированием верхней стороны сляба (промежуточного раската) путем перекоса верхнего рабочего валка.

***Ключевые слова**: толстый лист, перекос верхнего валка, профилирование верхней грани, физическое моделирование, форма торцов раската.*

Постановка проблемы

Толстолистовые станы, по сравнению с современными станами горячей прокатки полосы, отличаются большим объемом производства, высокой степенью автоматизации, характеризуются малым выходом годной продукции. При производстве толстых листов показатели совершенствования оборудования и повышения эффективности эксплуатации отстают от возросших требований к качеству продукции и ее свойствам [1]. Выход годного на отечественных толстолистовых станах составляет 0,8…0,85, а на современных станах в Японии и Германии – 0,92…0,93. Высокий выход годного на зарубежных толстолистовых станах обусловлен внедрением управляющих компенсационных технологий, реализуемых системами автоматического управления формой раскатов в плане. Профилирование осуществляется по толщине продольных сечений сляба и промежуточного раската.

Следовательно, сокращение расхода металла за счет уменьшения боковой и концевой обрези является актуальной задачей [2].

Анализ последних исследований и публикаций

Основной схемой прокатки толстых листов является продольно-поперечная прокатка. Известно, что наибольшее отклонение раската от прямоугольной формы в плане на концах происходит на стадии поперечной прокатки (разбивки ширины) с большим коэффициентом вытяжки (до 2,5). Выпуклые концы после кантовки раската на 90 град. определяют продольную выпуклость по ширине на стадии продольной прокатки до заданной толщины и, следовательно, величину боковой обрези. На продольной стадии прокатки искажается форма раската в плане также на концевых участках раската, что обусловливает концевую обрезь [1…8]. Проблемой регулирования формы раскатов в плане занимаются многие известные фирмы, производящие металлургическое оборудование. Так, в Японии разработан способ (MAC-процесс), при котором с помощью системы управления формой раската в плане рассчитывается переменное по длине раската обжатие. Значение обжатия определяет профиль в последнем проходе при протяжке, что позволяет управлять выпуклостью по ширине вдоль готового раската, и в последнем проходе при разбивке ширины для уменьшения длины неровных концов [2,3]. По данным авторов, после освоения системы на ТЛС 5500 завода в Мидзусиме потери металла в обрезь (на первом этапе освоения системы) снизились с 5,5 до 1,1 %, а выход годного составил 93,8 %, в дальнейшем выход годного на стане 5500 достиг 96 %.

Подобная технология и автоматическая система EGO для ее реализации внедрены французскими фирмами USINOR и CLESIM. Результаты, полученные системой, сопоставимы с японским аналогом.

Фирма VAI (Австрия) разработала систему TruShape. Система дополнена установкой «Ватрон», которая сканирует форму раскатов и имеет обратную связь с системой TruShape для внесения коррекции в отрабатываемую величину параметров регулирования [4] широких и узких сторон слябов.

Этому вопросу уделено внимание и в работах отечественных исследователей [5…7], которые

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

направлены на разработку новых схем и методов профилирования широких и узких сторон слябов.

Вместе с тем поиск решений, позволяющих решить проблему улучшения формы раската в плане без значительных капиталовложений, по-прежнему актуален.

Цель (задачи) исследования

Целью работы является разработка технологического обеспечения для нового способа управления формой раската в плане. Способ основан на профилировании перед стадиями поперечной и продольной прокаткой верхней широкой грани сляба (раската) в виде выпуклой трапеции путем перекоса верхнего рабочего валка. Для этого необходимо определить основные независимые переменные, параметры управления формой раската и получить математические модели прогнозирования параметров.

Основной материал исследования

Исследование параметров формоизменения раскатов в плане выполнили путем физического моделирования условий прокатки в горизонтальных валках черновой клети толстолистового стана. Исследования проводили на лабораторных станах кафедры обработки металлов давлением (ОМД) ДонНТУ.

В качестве моделирующего материала использовали свинец. Масштаб моделирования – 1:25. Моделировали процесс поперечной прокатки (разбивки ширины) слябов толщиной 300 мм, шириной 1500 мм и длиной 2000, 2800 и 3800 мм и продольной прокатки промежуточных раскатов толщиной 200, 125 и 75 мм, шириной 2000, 2800 и 3800 мм. Эти размеры перекрывают диапазон размеров слябов и раскатов, которые прокатывают на станах 2800…3600.

В качестве параметров формоизменения раската в плане приняли: $f_{р.ш.}$ – среднее значение стрелы выпуклости (+) переднего и заднего концов раскатов после разбивки ширины; $f_{проф+р.ш.}$ – среднее значение вогнутости (-) и выпуклости (+) торца раската при разбивке ширины сляба с предварительно обжатыми на одной трети ширины с обеих сторон кромок путем перекоса верхнего рабочего валка; $f_{р.ш.}/B$, $f_{проф+р.ш.}/B$ – относительные значения указанных выше параметров; $f_{проф}$ – среднее значение стрелы вогнутости (-) переднего и заднего концов раскатов, обусловленное влиянием локальных обжатий на кромках сляба.

В качестве независимых переменных, влияющих на форму торцов раската в плане, приняли: B/H, B/H_p – отношение ширины к толщине сляба, промежуточного раската; $\Delta H_к/H$, $\Delta H_к/H_p$ – отношения обжатия на кромке сляба, раската $\Delta H_к$ к толщине сляба H, промежуточного раската H_p (локальное относительное обжатие); λ_Σ – коэффициент суммарной вытяжки сляба (раската) на стадии разбивки ширины и продольной прокатки.

Для исследования подготовили образцы следующих размеров: для слябов – толщина 12 мм; ширина 80, 115, 150 мм; для промежуточных раскатов – толщина 8, 5, 3 мм; ширина 80, 115, 150 мм. Диапазоны изменения независимых переменных составили: B/H=(6,67…12,5); B/H_p= =(10…50); $\Delta H_к$=(0,8…1,9) мм; $\Delta H_к/H$=(0,046… 0,158); λ_Σ=(1…4).

В первой серии опытов выполнили исследование влияния нарастающей вытяжки λ_Σ и отношения B/H на значение выпуклости концов раската при прокатке сляба в параллельных рабочих валках.

Графики изменения стрелы выпуклости представлены на рис. 1.

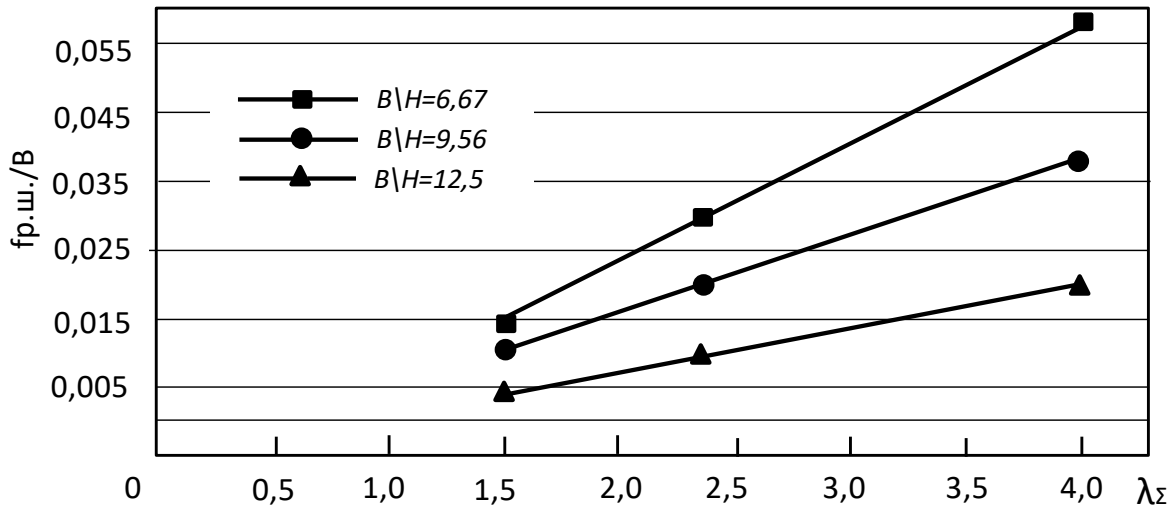


Рис. 1. Прокатка сляба без обжатия локальных участков ширины сляба

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

Во второй серии опытов моделировали процесс прокатки сляба на стадии разбивки ширины с перекосом верхнего рабочего валка в двух реверсивных проходах.

Изменяя угол перекоса, варьировали обжатием на кромках образцов $\Delta H_к$ при условии получения скошенных углов на третьей части ширины с каждой из сторон. На рис. 2 показана схема способа прокатки толстых листов с перекосом верхнего валка на угол φ. В первом проходе исходный прямоугольный сляб обжимают перекошенными валками только по одной кромке на $\Delta H_к$ на 1/3 части ширины раската и получают раскат с неравномерным поперечным сечением (рис. 2а). После кантовки осуществляют реверсивный проход, обжимая другую кромку (рис. 2б).

После профилирования верхней широкой грани образцов проглаживали выпуклую верхнюю грань по длине и прокатывали по ширине до заданной толщины (вытяжки) в параллельных горизонтальных валках.

Результаты моделирования для сляба приведены на рис. 3.

В третьей серии опытов моделировали процесс профилирования прямоугольных в плане раскатов толщиной 8,5 и 3 мм в двух реверсивных проходах перед продольной прокаткой путем перекоса верхнего рабочего валка. После профилирования образцы проглаживали по длине и измеряли вогнутость торцов. Результаты моделирования для раскатов приведены на рис. 4.

Анализ результатов исследований показал, что при разбивке ширины непрофилированного сляба (рис. 1) форма концов раската выпуклая. Выпуклость увеличивается с ростом вытяжки и уменьшением ширины. При разбивке ширины сляба со скосами верхней стороны (рис. 3) в первых проходах при малых вытяжках получают вогнутость или выпуклость в зависимости от величины обжатия крайних участков. Величина вогнутости торцов раската возрастает с увеличением обжатия $\Delta H_к$. Вогнутость также увеличивается с уменьшением отношения B/H. Это происходит потому, что уменьшается уширение в поперечном направлении. При профилировании верхней широкой стороны промежуточных раскатов и проглаживании (рис. 4) с увеличением обжатия крайних участков ширины прямоугольного в плане образца и уменьшении ширины (отношения $B/H_{p)}$ увеличивается вогнутость концов.

После математической обработки результатов моделирования получили следующие зависимости:

Для описания формоизменения сляба в первой серии опытов в виде:

$$f_{р.ш.} = B\left(0{,}016 - 0{,}005\frac{B}{H} + 0{,}024\lambda_\Sigma + \right.$$
$$+ 0{,}0003\left(\frac{B}{H}\right)^2 - 0{,}0022\frac{B}{H}\lambda_\Sigma +$$
$$\left. + 0{,}0016\lambda_\Sigma{}^2\right), \qquad (1)$$

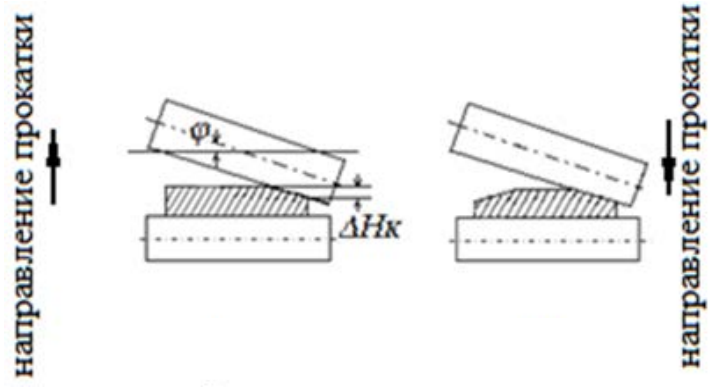
где b_0 – наибольшее расстояние от кромки полосы.

Для второй серии опытов:

$$f_{проф+р.ш.} = B\left(0{,}016 - 0{,}005\frac{B}{H} - 0{,}133\frac{\Delta H_K}{H} + \right.$$
$$\left. + 0{,}024\lambda_\Sigma + 0{,}0003\left(\frac{B}{H}\right)^2 - 0{,}0017\frac{B}{H}\lambda_\Sigma\right). \qquad (2)$$

Для третьей серии опытов:

$$f_{проф} = B\left(-0{,}019 + 0{,}002\frac{B}{H_p} - \right.$$
$$\left. - 0{,}25\frac{\Delta H_K}{H_p} + 0{,}366\left(\frac{\Delta H_K}{H_p}\right)^2\right). \qquad (3)$$



а б

Рис. 2. Схема профилирования верхней стороны поперечного сечения сляба

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

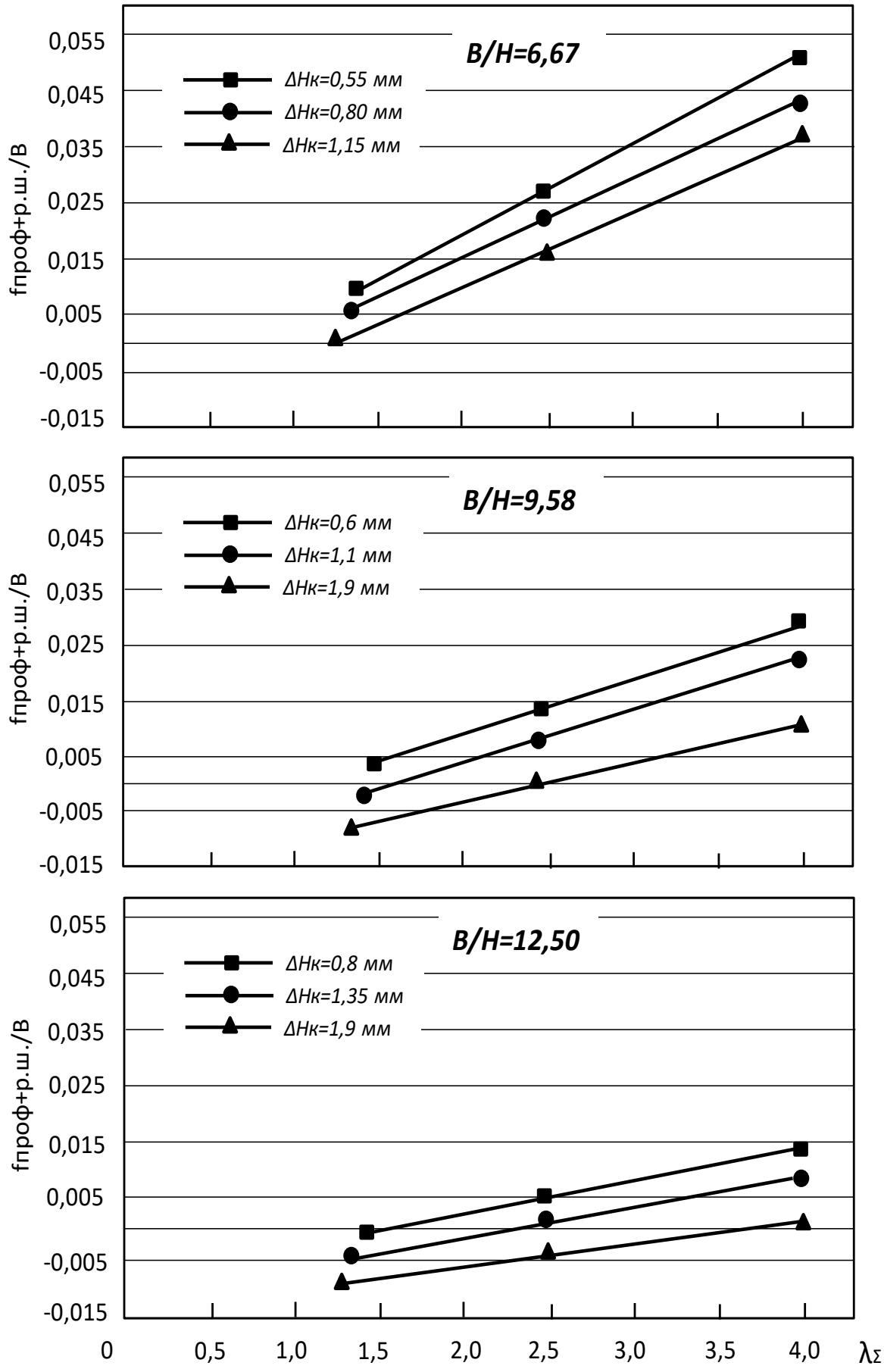


Рис. 3. Влияние вытяжки на параметры формы концов раската при прокатке профилированного сляба

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

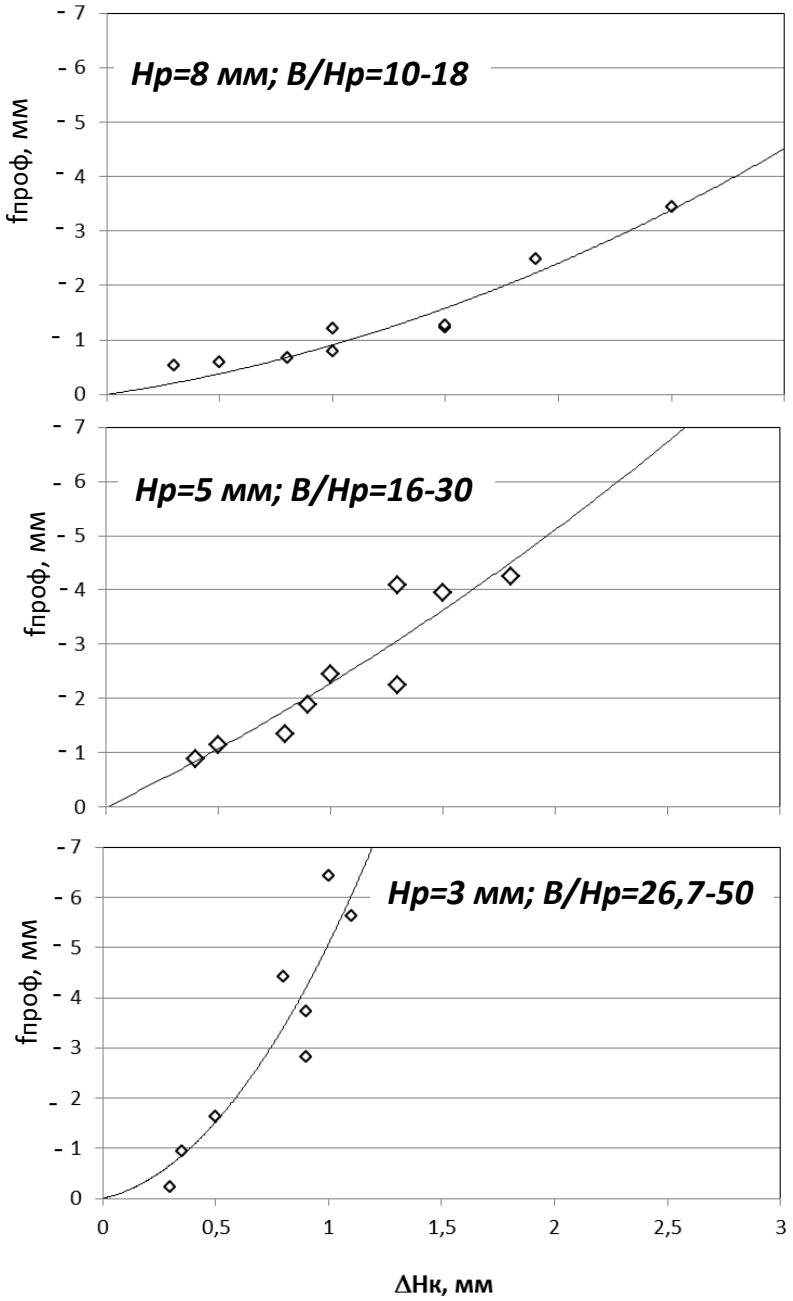


Рис. 4. Влияние обжатия локальных участков ширины около кромок промежуточного раската и отношения ширины к толщине на изменение вогнутости концов

Анализ результатов математической обработки экспериментальных данных показал, что полученные математические модели адекватны, средняя ошибка аппроксимации составляет ξ=10…13 %; коэффициент множественной корреляции *R*=0,92…0,97.

Выводы

Разработаны технологические предпосылки для нового способа управления формой раскатов в плане на стадии поперечной прокатки слябов. Способ основан на профилировании верхней стороны поперечного сечения сляба по толщине в виде выпуклой трапеции путем обжатия кромок сляба перекошенным верхним рабочим валком перед разбивкой ширины. Реализация способа требует затрат только на систему автоматического управления формой раската в плане. Полученные математические модели параметра формы концов раската в плане могут быть использованы при разработке технологического математического обеспечения системы управления.

Список литературы

1. Чемпион, Н.Дж. Современная технология производства толстых листов на станах Стеккеля // Черные металлы. – 2004. – №2. – С. 100-106.

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

2. Хираи, Н. Увеличение выхода годного при прокатке толстого листа // Тэцу то хаганэ. – 1981. – №15. Т.67. – С. 14-28.
3. Development of New Plan View Pattern Control in Plate Rolling / H. Watanabe [et al.] // Tetsu-to-Hagane. – 1981. – Iss.15. Vol.67. – P. 2412-2418.
4. Quality control and production optimization in plate mills using the HYDROPLATE system / M. Morel [et al.] // Iron and Steel Engineer. – 1984. – No.5. Vol.61. – P. 48-53.
5. Camber Control Techniques in Plate Rolling/ Y. Tanaka [et al.] // Kawasaki Steel Technical Report. – 1987. – No.16. – P. 12-20.
6. Руденко, Е.А. Новые металлосберегающие способы прокатки толстых листов / Е.А. Руденко, Л.А. Курдюкова // Металлургические процессы и оборудование. – 2014. – №3. – С. 19-25.
7. Рудской, А.И. Теория и технология прокатного производства / А.И. Рудской, В.А. Лунев. – Санкт-Петербург: Лань, 2016. – 528 с.
8. Голи-Оглу, Е.А. Совершенствование технологии производства толстолистового проката толщиной до 100 мм на заводе компании НЛМК DANSTEEL / Е.А. Голи-Оглу, З.Н. Грайсен, Ю.М. Бокачев // Черные металлы. – 2015. – №11. – С. 38-42.

E.A. Rudenko /Dr. Sci. (Eng.)/, S.V. Zakarlyuka /Cand. Sci. (Eng.)/, S.A. Budakva
Donetsk National Technical University (Donetsk)

STUDY OF THE WORKPIECE ENDS SHAPE WHEN ROLLING WITH SKEWING UPPER ROLL

Background. *Currently, search is underway to reduce the loss of metal in the crops due to increased crop sides and ends. Technological methods aimed at reducing the crops are preferable. Therefore, it is relevant to develop the proposed method by skewing the upper work roll in the roughing stand at different stages of rolling a thick plate.*
Materials and/or methods. *The simulation was performed on a laboratory rolling mill of the Department of metal forming of Donetsk National Technical University (DonNTU) on a 1:25 simulation scale. Sample sizes were chosen based on the size ratios of slabs (pieces) rolled in industrial conditions. These sizes exceed the size range of slabs, which are rolled on mills 2800-3600. Lead was used as the simulated material, which most accurately reflects the plastic properties of the metal during hot rolling.*
Results. *Technological prerequisites for a new way of controlling the shape of the workpieces in the plan at the stage of transverse rolling of slabs developed. The method is based on profiling the upper side of the slab cross-section in thickness in the form of a convex trapezoid by compressing the edges of the slab with the skewed upper work roll before splitting the width. Mathematical models of the shape parameter of the piece ends in the plan are obtained.*
Conclusion. *The developed method for controlling the piece shape in the plan can be implemented on existing domestic mills. Implementation costs are necessary only to create a system of automatic control of the workpiece shape in the plan, for the implementation of which the underlying mathematical models developed.*

Keywords*: thick plate, upper roll skew, top face profiling, physical simulation, piece ends shape.*

Сведения об авторах

Е.А. Руденко
SPIN-код: 3658-6185
Author ID: 847811
Телефон: +380 (71) 305-83-10
Эл. почта: ewgenij.rudenko@yandex.ua

С.А. Будаква
SPIN-код: 6085-3872
Author ID: 1046213
Телефон: +380 (71) 395-53-29
Эл. почта: budakwa@yandex.ru

С.В. Закарлюка
SPIN-код: 1491-8334
Author ID: 1047389
Телефон: +380 (71) 395-06-40
Эл. почта: s-zak@mail.ru

Статья поступила 18.10.2019 г.
©Е.А. Руденко, С.В. Закарлюка, С.А. Будаква, 2019
Рецензент д.т.н., доц. С.А. Снитко

ТРЕБОВАНИЯ К СТАТЬЯМ, НАПРАВЛЯЕМЫМ В РЕДАКЦИЮ

1. Основной текст статьи должен содержать такие необходимые элементы, выделенные заголовками, как:

– **постановка проблемы** в обобщенном виде и ее связь с важными научными или практическими задачами;

– **анализ последних исследований и публикаций**, в которых начато решение данной проблемы и на которые опираются авторы, выделение не решенных ранее частей общей проблемы, которым посвящена данная статья;

– формулировка **цели (задач) исследования**;

– изложение **основного материала исследования** с полным обоснованием полученных научных результатов;

– **выводы** по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления.

2. Статья, основной текст вместе с рисунками и др. нетекстовыми элементами, должна быть объемом **8…10 полных** страниц формата А4 (210×297 мм) с полями **20** мм с каждой стороны. Рукопись статьи необходимо оформлять с помощью редактора MS Word. Шрифт – Times New Roman, **12** пт, стиль – обычный. Межстрочный интервал – одинарный. Расстановка переносов – автоматическая. Выравнивание – по ширине страницы. Страницы не нумеровать.

3. Структура статьи (каждый элемент с новой строки): код УДК; инициалы и фамилии авторов с указанием ученой степени каждого (количество авторов **не более 3-х** от одной организации); название организации, город, где работают авторы; название статьи; аннотация на русском языке (**не более 300** символов); ключевые слова (**от 3 до 5**); основной текст статьи; список литературы. Сокращение слов в тексте, рисунках и таблицах не допускается.

В аннотации на русском языке сжато излагается формулировка задачи, которая решена в статье, и приводятся полученные основные результаты.

В конце статьи, после списка литературы приводятся инициалы и фамилии, коды регистрации в наукометрических базах, телефоны и адреса электронной почты авторов, а также аннотация на английском языке.

Аннотация на английском языке должна представлять собой резюме, призванное выполнять функцию не зависимого от статьи источника информации. Резюме должно быть информативным (не содержать общих слов), оригинальным (не являться калькой аннотации на других языках), содержательным (отражать основное содержание статьи и результаты исследований), структурированным (следовать логике описания результатов в статье), компактным, но не коротким **(250-300** слов). Типичная структура резюме: состояние вопроса (**Background**); материалы и/или методы исследования (**Materials and/or methods**); результаты (**Results**); заключение (**Conclusion**); ключевые слова **(Keywords).**

Внимание! Убедительная просьба не разбивать текст на колонки, как это сделано в журнале, т.к. это усложняет редакторскую обработку статьи!

4. **Обязательным условием** является наличие в статье графического материала (рисунков, графиков, схем, фотографий), размером **не менее 80×80** мм, в формате *.tif или *.jpg, разрешением **не менее 300** dpi. Графический материал внедренными объектами размещается по тексту после первого упоминания, не разрывая текста абзаца. Все позиции, обозначенные на рисунках, должны быть объяснены в тексте. Под каждым рисунком указывается его порядковый номер и название (выравнивание по центру страницы, без точки в конце). Рисунки должны иметь один интервал (пустую строку) сверху и снизу.

Внимание! Запрещается внедрять графические материалы в виде объектов, связанных с др. программами, например, с КОМПАС, MS Excel и т.п. Рисунки, выполненные непосредственно в MS Word, не принимаются.

5. Математические формулы необходимо выполнять с помощью редактора формул **MS Equation Editor 3.0** в соответствии со следующими размерами: обычный символ – **11** пт; крупный индекс – **7** пт; мелкий индекс – **5** пт; крупный символ – **13** пт; мелкий символ – **8** пт.

Все величины, входящие в формулы, должны быть объяснены в тексте. Формулы должны иметь один интервал (пустую строку) сверху и снизу. Формулы выполняются курсивом, **кроме цифр и символов и букв греческого алфавита**. Формулы нумеруются (справа в круглых скобках, не отступая от формулы) **только в том случае**, если в тексте на них имеются ссылки.

Внимание! Запрещается выполнять формулы с помощью MathCAD или др. аналогичных программ.

6. Таблицы должны иметь порядковый номер и название (выравнивание по центру страницы, без точки в конце) и располагаться по тексту после первого упоминания, не разрывая текста абзаца. Таблицы должны иметь один интервал (пустую строку) сверху и снизу.

7. **Обязательным условием** является наличие в статье списка литературы, который приводится после выводов через один интервал (пустую строку) под заголовком **Список литературы**. Перечень ссылок должен быть составлен в порядке упоминания в тексте. Ссылки на литературу по тексту заключаются в квадратные скобки. В списке литературы должно быть **не менее 3-х** публикаций, вышедших **за последние 5** лет, а также **не менее 3-х** зарубежных (на иностранном языке) публикаций.

Для принятия решения о публикации статьи в журнале в адрес редакции необходимо выслать:

– сопроводительное письмо (с указанием, что статья ранее нигде не публиковалась) от организации, где работают авторы, и сведения об авторах статьи;

– экспертное заключение о возможности опубликования материалов в прессе и других средствах массовой информации, заверенное печатью и подписью руководителя организации, где работают авторы;

– электронный вариант статьи (имя файла составляется из фамилий авторов, например, ИвановПетров.doc) и сведений об авторах (имя файла – ИвановПетров_sved.doc). *В сведениях об авторах для каждого соавтора обязательно должен быть указан телефон, адрес персональной эл. почты, а также коды регистрации в наукометрических базах данных.*

Для ускорения подготовки очередных номеров журнала, просьба передавать сопроводительное письмо в отсканированном виде, электронный вариант статьи и сведения об авторах по эл. почте на адрес: **vestnikdonntu@gmail.com**

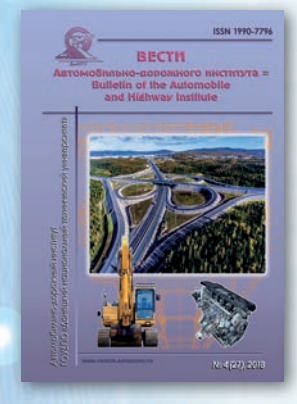
Внимание! Убедительная просьба, проверить получение редакцией материалов любым из способов (по телефонам **+380 (50) 103-35-08, +380 (62) 301-07-89** или эл. почте).

Редакция оставляет за собой право возвращать статьи авторам на доработку в следующих случаях: статья небрежно оформлена и не соответствует требованиям редакции журнала, приведенным выше; статья требует доработки в соответствии с замечаниями рецензента и редакторов; отсутствует сопроводительное письмо от организации, где работают авторы, или сведения об авторах.

Требования к рекламно-информационным материалам согласовываются непосредственно с редакцией журнала.

ISSN 2518-1653 (online). Интернет: vestnik.donntu.org

НАУЧНЫЕ ИЗДАНИЯ Донецкого национального технического университета



Журнал «Вести Автомобильно-дорожного института = Bulletin of the Automobile and Highway Institute»

Свидетельство о регистрации СМИ ААА № 000051 от 20 октября 2016 г.
Приказ МОН ДНР № 960 от 09.07.2019 г. о включении в перечень рецензируемых научных изданий ВАК ДНР
Лицензионный договор с РИНЦ № 427-07/2013 от 23.07.2013 г.

Периодичность – 4 раза в год

Научные направления:
05.04 Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение;
05.22 Транспорт;
05.23 Строительство и архитектура;
08.00 Экономические науки.

Подробная информация - http://vestnik.adidonntu.ru



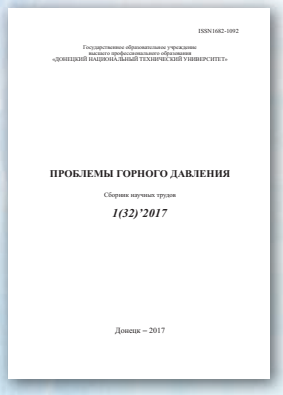
Научный журнал «Информатика и кибернетика»

Свидетельство о регистрации СМИ ААА №000145 от 20.06.2017 г.
Приказ МОН ДНР № 34/16 от 28.01.2019 г. о включении в перечень рецензируемых научных изданий ВАК ДНР
Лицензионный договор с РИНЦ № 425-07/2016 от 14.07.2016 г.

Периодичность – 4 раза в год

Научные направления:
05.13 Информатика, вычислительная техника и управление;
05.01 Инженерная геометрия и компьютерная графика.

Подробная информация - http://infcyb.donntu.org



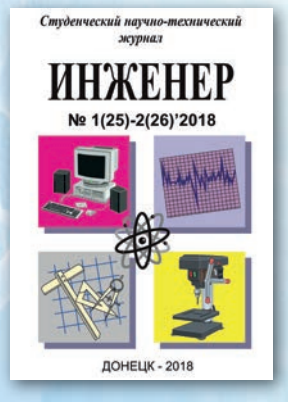
Международный научный журнал «Проблемы горного давления»

Свидетельство о регистрации в СМИ ААА №000142 от 20.06.2017 г.
Лицензионный договор с РИНЦ № 425-07/2016 от 14.07.2016 г.

Периодичность – 4 раза в год

Научные направления:
25.00 Науки о земле;
05.26 Безопасность деятельности человека.

Подробная информация - http://pgd.donntu.org



Студенческий научно-технический журнал «Инженер»

Свидетельство о регистрации СМИ ААА №000134 от 06.06.2017 г.

Периодичность – 2 раза в год

Научно-исследовательская часть

ДОНЕЦКОГО НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

science.donntu.org

ДонНТУ сегодня – это один из ведущих центров научной мысли Донбасса:

- *более 700 научно-педагогических работников;*
- *9 научных лабораторий, в т.ч. отдел интеллектуальной собственности и патентно-лицензионной работы;*
- *более 50 научных направлений и научных школ;*
- *ежегодно более 60 научно-исследовательских работ, в т.ч. 5 по договорам с промышленными предприятиями;*
- *4 диссертационных совета по 10 научным специальностям;*
- *14 направлений подготовки кадров высшей квалификации в аспирантуре и докторантуре;*
- *7 научных изданий, входящих в перечень ВАК ДНР и включенных в наукометрические базы данных (РИНЦ и др.);*
- *ежегодно более 2000 публикаций в научных изданиях республиканского и международного уровня;*
- *ежегодно порядка 120 научных и научно-технических мероприятий, в т.ч. более 20 мероприятий международного уровня;*
- *более 30 информационных ресурсов;*
- *базовая площадка Международного научного форума ДНР «Инновационные перспективы Донбасса: инфраструктурное и социально-экономическое развитие»*



science.donntu.org/video
science.donntu.org/photo
science.donntu.org/rinc
science.donntu.org/book