vestnik.donntu.org
ДОНЕЦКОГО НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

ВЕСТНИК

№3 (3) 2016 г.



КОМПЛЕКСНЫЕ РЕШЕНИЯ
ДЛЯ БАЛАНСИРОВКИ
РОТОРОВ!



TOP-102
ПРОФЕССИОНАЛЬНЫЙ
ТРЕНИНГ ПО БАЛАНСИРОВКЕ



BALTECH
RELIABILITY TECHNOLOGIES





СНИЖАЙТЕ ВИБРАЦИЮ
ДИНАМИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
И ПОВЫШАЙТЕ НАДЕЖНОСТЬ
МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
С ПОМОЩЬЮ КОМПЛЕКСНЫХ
РЕШЕНИЙ ОТ КОМПАНИИ «БАЛТЕХ»



BALTECH
RELIABILITY TECHNOLOGIES

+8 (812) 335-00-85
+380 (44) 392-80-74

WWW.BALTECH-GLOBAL.COM

Coatings and Surface Treatment Conference

ST. PETERSBURG

17–18 мая 2016

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

КВЦ «ЭКСПОФОРУМ»

Бесплатные автобусы от ст. метро «Московская» и «Ленинский проспект»

Международная научно-практическая конференция

Покрытия и обработка поверхности

Тема конференции:

«Практические решения для организации современных гальванических производств»

Приглашаем к участию в конференции специалистов по гальванике, электрохимии и обработке поверхности

Участники конференции смогут ознакомиться с последними научно-техническими достижениями в области:

- гальванотехники и защиты от коррозии
- оборудования и технологий для подготовки и обработки поверхности
- оборудования и технологий для сварки полимерных материалов
- практического применения различных материалов в промышленности
- решения экологических проблем
- управления производством

В рамках конференции планируется экскурсия на одно из промышленных предприятий Санкт-Петербурга.

ВПЕРВЫЕ!

В рамках выставки ЗАЩИТА ОТ КОРРОЗИИ

Приглашаем производителей, дилеров и дистрибьюторов оборудования, технологий и материалов для гальванических производств принять участие **в специализированной экспозиции «Гальванические покрытия» с 17 по 20 мая 2016** в Санкт-Петербурге, КВЦ «ЭКСПОФОРУМ».

Участие в экспозиции позволит продемонстрировать оборудование, технологии и материалы для гальванических производств большому количеству потенциальных заказчиков из Северо-Западного региона России.

Условия участия на сайте cst-conference.ru

Организаторы:

primexpo ITE

+7 (812) 380 6002/00
coating@primexpo.ru

0+

Информационная поддержка:

Гальванотехника и обработка поверхности · GW · Все о коррозии

Expo Coating MOSCOW

Среди проектов «ПРИМЭКСПО» единственная в России специализированная международная выставка технологий, оборудования и материалов для обработки поверхности и нанесения покрытий

ВЕСТНИК ДОННТУ №3(3)'2016

международный научно-технический журнал

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

Главный редактор
Аноприенко А.Я. (к.т.н., проф.)*

Зам. главного редактора
Маренич К.Н. (д.т.н., проф.)*

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

Редакционный совет:
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.)*
Гавриленко В.А. (д.э.н., проф.)*
Гуляев В.Г. (д.т.н., проф.)*
Гутаревич В.О. (к.т.н., доц.)*
Дедовец И.Г. (к.т.н., доц.)*
Еронько С.П. (д.т.н., проф.)*
Ковалев А.П. (д.т.н., проф.)*
Кондрахин В.П. (д.т.н., проф.)*
Кононенко А.П. (д.т.н., проф.)*
Кучер В.А. (д.э.н., проф.)*
Ларин А.М. (к.т.н., доц.)*
Мищенко Н.И. (д.т.н., проф.)*
Морозова Л.Н. (к.т.н., доц.)*
Павлюков В.А. (к.т.н., доц.)*
Приседский В.В. (д.х.н., проф.)*
Толок А.В. (к.т.н., доц.)*
Чальцев М.Н. (д.т.н., проф.)*
Шабаев О.Е. (д.т.н., проф.)*
Шаповалов В.В. (д.х.н., проф.)*

** - штатные сотрудники учредителя*

Адрес: 83001, г. Донецк, ул. Артема, 58
Телефоны: +380 (62) 304-60-82,
(66) 029-44-30
Эл. почта: vestnikdonntu@gmail.com
Интернет: vestnik.donntu.org

Вестник ДонНТУ
2016. №3(3)

Издается с января 2016 г.
Периодичность издания: 12 раз в год

Свидетельство
о государственной регистрации
№303 от 06.08.2015

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 рекомендации Ученого Совета
ГВУЗ «Донецкий национальный
технический университет»
Протокол №9 от 18.12.2015

Формат 60×84$^{1/8}$. Заказ 0316.
Тираж 100 экз. Печать:
Изд-во «Донецкая политехника», 2016

СОДЕРЖАНИЕ

СПЕЦИАЛЬНЫЙ ВЫПУСК «МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И ОБОРУДОВАНИЕ»

ТЕХНОЛОГИИ И ПРОИЗВОДСТВО

С.А. Снитко, А.В. Яковченко, Р.А. Голышков
Анализ напряженно-деформированного состояния железнодорожных колес по ГОСТ 10791-2011 при осевой нагрузке до 30 тс... 3

И.М. Мищенко, Я.Ю. Асламова
Состояние и перспективы применения ПУТ в доменных цехах металлургических предприятий Украины 14

ОБОРУДОВАНИЕ

Д.А. Власенко, О.И. Павлиненко, Э.П. Левченко
Энергозатраты ударных дробилок с жестким и шарнирным креплением бил к ротору 21

В.Г. Артюх, М.О. Беляев, Е.Н. Сорочан
Выбор параметров малогабаритных амортизаторов для роликов рольгангов прокатных станов 27

С.П. Еронько, Е.В. Ошовская, М.Ю. Ткачев
Конструктивные и энергосиловые параметры манипулятора для замены погружного стакана машины непрерывного литья заготовок..... 33

ТЕХНИЧЕСКИЙ МЕНЕДЖМЕНТ

Н.А. Ченцов
Автоматизированные модули технического менеджмента в системе ТОиР..... 43

ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ОПЫТ

С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский, С.М. Крышин, В.В. Поворотний
Исследование напряженно-деформированного состояния станин рабочей клети стана холодной пильгерной прокатки труб 51

А.А. Герасимова, А.Г. Радюк, А.Е. Титлянов
Применение хромоникелевого покрытия на узких стенках кристаллизаторов МНЛЗ 57

ЮБИЛЕИ И ПЕРСОНАЛИИ

С.П. Еронько
К 85-летию кафедры «Механическое оборудование заводов черной металлургии» 60

ИНФОРМАЦИЯ

Требования к статьям, направляемым в редакцию 64

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. Оказывает информационную поддержку и принимает участие в Международных научных конференциях и выставках.

– Редакция журнала принимает к публикации и осуществляет рецензирование рукописей статей по химическим, техническим и экономическим наукам и следующим группам специальностей: 02.00 – Химические науки; 05.02 – Машиностроение и машиноведение; 05.04 – Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение; 05.05 – Транспортное, горное и строительное машиностроение; 05.09 – Электротехника; 05.11 – Приборостроение, метрология и информационно-измерительные приборы и системы; 05.14 – Энергетика; 05.16 – Металлургия и материаловедение; 05.17 – Химическая технология; 08.00 – Экономические науки

VESTNIK DONNTU No.3(3)'2016

international scientific-technical journal

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

Editor-in-chief
Anoprienko A.Y. (Cand. Sci. (Eng.), Prof.)*

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

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

Editorial council:
Bershadsky I.A. (Dr. Sci. (Eng.), Prof.)*
Biryukov A.B. (Dr. Sci. (Eng.), Prof.)*
Butuzova L.F. (Dr. Sci. (Chem.), Prof.)*
Vusotsky Y.B. (Dr. Sci. (Chem.), Prof.)*
Gavrilenko V.A. (Dr. Sci. (Econ.), Prof.)*
Gulyaev V.G. (Dr. Sci. (Eng.), Prof.)*
Gutarevich V.O. (Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Prof.)*
Dedovets I.G. (Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Prof.)*
Eron'ko S.P. (Dr. Sci. (Eng.), Prof.)*
Kovalev A.P. (Dr. Sci. (Eng.), Prof.)*
Kondrahin V.P. (Dr. Sci. (Eng.), Prof.)*
Kononenko A.P. (Dr. Sci. (Eng.), Prof.)*
Kucher V.A. (Dr. Sci. (Econ.), Prof.)*
Larin A.M. (Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Prof.)*
Mishchenko N.I. (Dr. Sci. (Eng.), Prof.)*
Morozova L.N. (Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Prof.)*
Pavlyukov V.A. (Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Prof.)*
Prisedsky V.V. (Dr. Sci. (Chem.), Prof.)*
Tolok A.V. (Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Prof.)*
Chaltsev M.N. (Dr. Sci. (Eng.), Prof.)*
Shabayev O.E. (Dr. Sci. (Eng.), Prof.)*
Shapovalov V.V. (Dr. Sci. (Chem.), Prof.)*

** - staff members of the founder*

Address: 83001, Donetsk, 58, Artema St.
Phone: +380 (62) 304-60-82,
(66) 029-44-30
E-mail: vestnikdonntu@gmail.com
Internet: vestnik.donntu.org

Vestnik DonNTU
2016. No.3(3)

Published since January, 2016
Publication frequency: 12 times a year

Certificate of State Registration
No.303 dated 06.08.2015

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 18.12.2015

Format 60×84$^{1/8}$. Order 0316.
Circulation 100. Print:
Publishing house
"Donetsk Polytechnic", 2016

CONTENTS

SPECIAL ISSUE
"METALLURGICAL PROCESSES AND EQUIPMENT"

TECHNOLOGY AND PRODUCTION

S.A. Snitko, A.V. Yakovchenko, R.A. Golyshkov
Analysis of stress-strained state of railway wheels
according to GOST 10791-2011 under axial load up to 30 tf 3

I.M. Mishchenko, Y.Y. Aslamova
The state and prospects of pulverized coal use
in blast furnace shops of metallurgical enterprises of Ukraine 14

EQUIPMENT

D.A. Vlasenko, O.I. Pavlinenko, E.P. Levchenko
Comparative analysis of energy consumption of shock crushers
with hard and hinged fastening of beats to the rotor 21

V.G. Artiukh, M.O. Belyaev, E.N. Sorochan
The parameters choice of small-size shock
for roller table rollers of rolling mills.....27

S.P. Eron'ko, E.V. Oshovskaya, M.Yu. Tkachev
Constructive and power parameters of the manipulator
for replacement of the submerged nozzle of continuous casting machine.....33

TECHNICAL MANAGEMENT

N.A. Chentsov
Automated modules of technical management
in the system of maintenance and repair 43

INDUSTRIAL EXPERIENCE

S.R. Rakhmanov, V.V. Povorotniy, V.T. Vyshinsky, S.M. Kryshin
Investigation of stress-strain state of working mill stand frames
of pilger mill for cold rolling of pipes.....51

A.A. Gerasimova, A.G. Radyuk, A.E. Titlyanov
Application of chrome-nickel coatings on narrow sides of ccm mold 57

ANNIVERSARIES AND BIOGRAPHY

S.P. Eron'ko
On the 85th anniversary of the department "Mechanical equipment
ferrous metallurgy plants" 60

INFORMATION

Requirements for the articles submitted to the Editorial office.....64

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 editorial accepts for publication and reviews manuscripts on chemical, technical and economic sciences, and the following groups of specialties: 02.00 – Chemical Science; 05.02 – Mechanical engineering and engineering science; 05.04 – Power, Metallurgical and Chemical Engineering; 05.05 – Transport, Mining and Construction Engineering; 05.09 – Electrical Engineering; 05.11 – Instrument engineering, metrology and information-measuring instruments and systems; 05.14 – Energy; 05.16 – Metallurgy and materials science; 05.17 – Chemical Technology; 08.00 – Economics

УДК 629.225.033

С.А. Снитко /к.т.н./, А.В. Яковченко /д.т.н./
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)
Р.А. Голышков
АО «Выксунский металлургический завод» (Выкса)

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕС ПО ГОСТ 10791-2011 ПРИ ОСЕВОЙ НАГРУЗКЕ ДО 30 тс

Выполнена адаптация методики конечно-элементного моделирования напряженно-деформированного состояния железнодорожных колес для условий их нагружения при эксплуатации. На ее основе проведен сравнительный анализ колес, удовлетворяющих ГОСТ 10791-2011, для осевой нагрузки до 30 тс, и предложена новая низконапряженная конструкция колеса.

Ключевые слова: *железнодорожное колесо, напряженно-деформированное состояние, эксплуатационные нагрузки, конечно-элементное моделирование, износ поверхности катания обода.*

Постановка проблемы

Увеличение грузоподъемности железнодорожного транспорта существенным образом отражается на условиях эксплуатации его колес. Поэтому анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) колес, а также создание новых конструкций колес, которые рассчитаны на повышенные до 30 тс (294,3 кН) осевые нагрузки и призваны обеспечить минимизацию в них напряжений от действия эксплуатационных нагрузок, уменьшение их масс, а также более равномерный износ поверхности катания ободьев является актуальной научно-технической проблемой.

Анализ последних исследований и публикаций

Оценка НДС элементов железнодорожных колес от действия эксплуатационных нагрузок выполняется в системах компьютерного конечно-элементного моделирования, таких как Simulia Abaqus, ANSYS, DEFORM и др. [1,2] по специальным методикам [3,4 и др.]. Схемы нагружения, используемые в них, могут существенно отличаться. Это связано с моделированием различных эксплуатационных ситуаций и соответственно, нагрузок, которые имеют место на практике.

Численные значения нагрузок в методике, предложенной авторами работы [5], соответствуют наиболее высоким перегрузкам, которые имеют место в процессе эксплуатации колес в условиях СНГ, в т.ч. при осевых нагрузках до 30 тс. Правомерность таких достаточно высоких нагрузок обоснована в работах [5,6]. В основном они непосредственно связаны с наличием эксплуатационных дефектов колес: наваров, ползунов, выщербин, а также неравномерного «проката», приводящего к местным расплющиваниям и уширениям обода на поверхности катания. При этом уровень динамических сил достаточно высок, чтобы прогнуть обод, неравномерно деформировать диск и вызвать в поверхностной зоне диска пластические деформации. В работе [6], применительно к рассмотренным условиям, раскрыт механизм развития усталостных трещин в дисках колес. Также здесь установлено, что в настоящее время одним из преобладающих видов эксплуатационных разрушений колес, не связанных с наличием дефектов их изготовления и оказывающих наибольшее влияние на безопасность движения, является усталостное разрушение, развивающееся, в частности, в колесах с плоскоконическим диском от очага на внутренней поверхности диска на расстоянии 45-70 мм от обода. Ежегодная браковка колес по данному виду повреждений достигает нескольких тысяч штук.

Этим обусловлен выбор методики авторами работы [5] для анализа НДС элементов колес от действия эксплуатационных нагрузок.

Для анализа выбраны колеса, чертежи которых представлены в межгосударственном стандарте ГОСТ 10791-2011 [7]. Это колесо диаметром 957 мм с плоскоконическим диском – «облегченка», а также три колеса диаметром 957 мм с криволинейными дисками, имеющими центральный выгиб, которые созданы специалистами ОАО «ИНТЕРПАЙП Нижнеднепровский трубопрокатный завод», АО «Выксунский ме-

таллургический завод», ОАО «ЕВРАЗ Нижнетагильский металлургический комбинат». Эти колеса рассчитаны на осевые нагрузки до 30 тс, но имеют увеличенную на 17-22 кг массу по сравнению с «облегченкой», что явилось одной из причин разработки облегченной конструкции колеса диаметром 957 мм [8], имеющего 2-х радиусный диск.

В работе [9] впервые предложена теория проектирования криволинейных дисков колес, на базе которой выполнен расчет 4-х радиусной оси диска [10]. На ее основе целесообразно разработать и исследовать новую усовершенствованную конструкцию колеса диаметром 957 мм, удовлетворяющего требованиям ГОСТ 10791-2011.

Цель (задачи) исследования

Целью настоящей работы является адаптация методики конечно-элементного моделирования НДС железнодорожных колес для условий их нагружения от действия эксплуатационных нагрузок, выполнение на этой основе и на базе известных схем нагружения, анализа ряда конструкций колес, удовлетворяющих ГОСТ 10791-2011, и разработка новой низконапряженной конструкции колеса для эксплуатации при осевой нагрузке до 30 тс.

Основной материал исследования

Оценка эффективности конструкций колес выполнялась путем анализа НДС их дисков от действия эксплуатационных нагрузок. Расчеты проводились в системе конечно-элементного моделирования DEFORM-3D на основе схем нагружения [5], варианты которых представлены на рис. 1:

1 – предусматривает одновременное действие вертикальной и горизонтальной нагрузок, которые приложены в зоне гребня. Эта схема соответствует движению колесной пары по кривой и является наиболее неблагоприятной;

2 – предусматривает действие вертикальной нагрузки, приложенной по кругу катания, что соответствует движению колесной пары по прямому участку пути;

3 – предусматривает действие вертикальной нагрузки на внешнюю (полевую) часть поверхности катания обода. Эта схема соответствует вилянию колесной пары или ее движению по кривой;

4 – предусматривает приложение вертикальной нагрузки к гребню колеса (используется при проведении стендовых испытаний колес).

В процессе адаптации методики конечно-элементного моделирования НДС металла для условий нагружения железнодорожных колес от действия эксплуатационных нагрузок применительно к условиям экспериментальных испытаний колес, выполненных в работе [5], были учтены: жесткая заделка отверстия ступицы; натяг при запрессовке колеса на ось; обточка обода до толщины 22 мм.

Анализ НДС дисков колес от действия эксплуатационных нагрузок проводился путем решения объемной задачи для сектора колеса, имеющего угол 180°. Повышение точности моделирования геометрии колеса и учет асимметричности в распределении напряжений в колесе при его нагружении выполнены путем измельчения сетки конечных элементов в диапазоне 1,5-4,5 мм в зонах дуг окружностей диска, а также дуг, соединяющих диск с ободом и ступицей. При этом установлено, что дальнейшее измельчение сетки конечных элементов может обеспечить уточнение результатов не более чем на 5 МПа.

В качестве материала колеса выбрана имеющаяся в библиотеке DEFORM-3D высокоуглеродистая сталь со следующими характеристиками: модуль Юнга – 210 ГПа; коэффициент Пуассона – 0,3. Принята упругая модель среды.

Проверка адекватности используемой конечно-элементной модели выполнена путем сравнения расчетной информации с экспериментальными данными, полученными в работе [5] на специализированной испытательной машине [2]. При этом сравнивали значения радиальных напряжений по наружной и внутренней поверхностям диска (рис. 2), которые имели место в случае приложения вертикальной нагрузки к гребню колеса с плоскоконическим диском (по схеме, соответствующей варианту 4, см. рис. 1).

Результаты моделирования процесса нагружения колеса представлены на рис. 3. Отклоне-

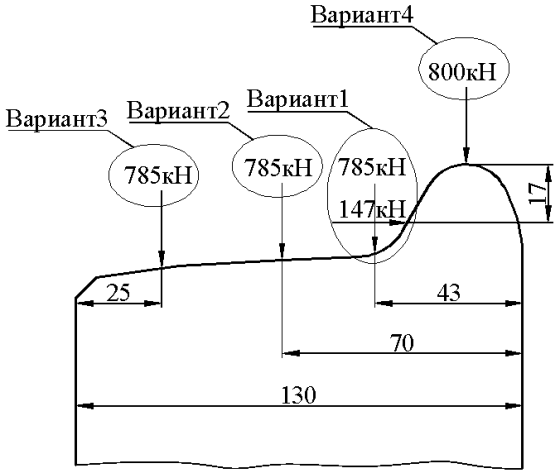


Рис. 1. Схемы нагружения обода при расчете НДС колес с учетом осевых нагрузок до 30 тс

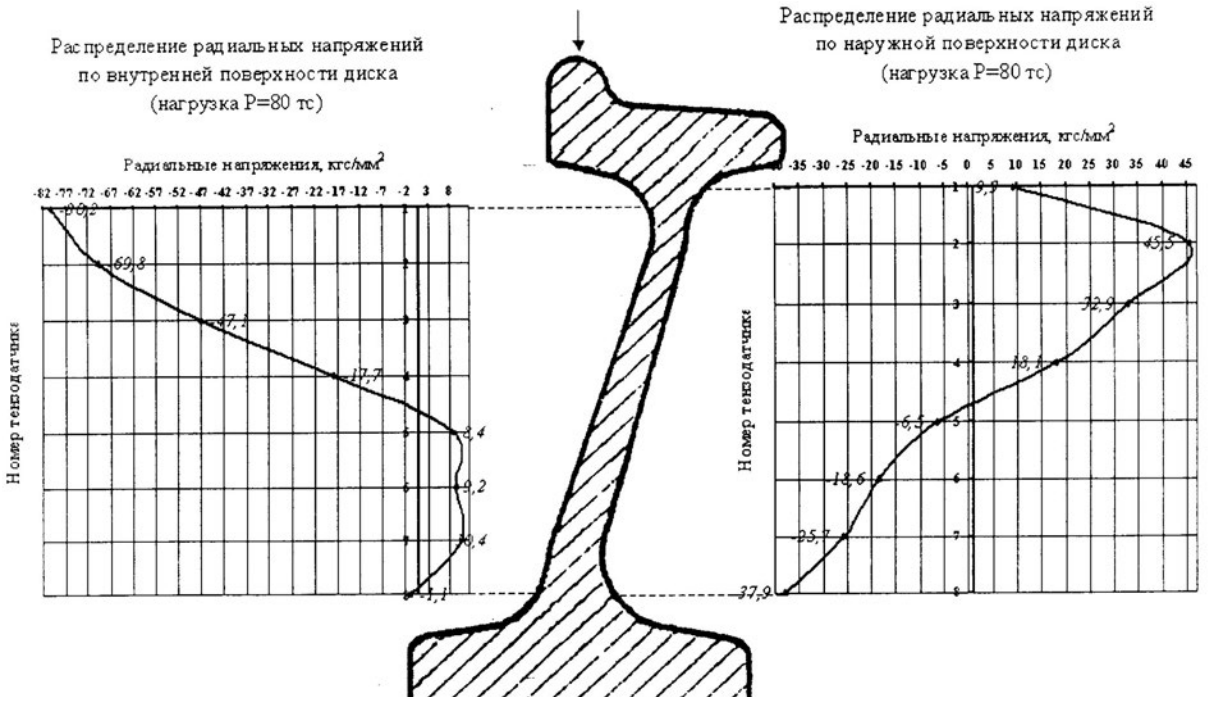


Рис. 2. Распределение радиальных напряжений в стандартном колесе с плоскоконическим диском, полученное в работе [5] на испытательной машине [2]

ния расчетных значений напряжений от экспериментальных (см. рис. 2) в точках, которые расположены с наружной и с внутренней сторон диска колеса, причем, как в зонах прилегающих к ободу и ступице, так и в центральной части диска, не превышают 15 %.

Дополнительно в методике конечно-элементного моделирования НДС была предусмотрена возможность учета изменения ширины колесной пары, которое имеет место при упругом изгибе оси под нагрузкой. Величину сужения низа колесной пары для груженых вагонов приняли в соответствии с рекомендациями работы [11]. Это позволило использовать адаптированную методику при разработке новых конструкций железнодорожных колес.

В рамках настоящей работы разработан новый профиль железнодорожного колеса диаметром 957 мм (рис. 4), удовлетворяющий требованиям ГОСТ 10791-2011, который был получен на основе 4-х радиусной оси диска, предложенной в работе [9] на базе теории [10].

Результаты моделирования представлены в табл. 1 и, частично, на рис. 5 и 6. Массы колес в табл. 1 указаны с учетом максимально возможной переточки по профилю поверхности обода и соответствуют диаметру по кругу катания, равному 860 мм (другие размеры соответствуют номинальным). В расчетах диаметр отверстия ступицы у колеса с плоскоконическим диском равнялся 190 мм, у всех колес с криволинейными дисками – 205 мм.

Известно, что колеса с плоскоконическим диском не предназначены для эксплуатации при осевой нагрузке до 30 тс. Вместе с тем, они до настоящего времени имеют наиболее широкое применение в странах СНГ, и особенности их эксплуатации изучены достаточно полно. Поэтому информация по ним представляет большой интерес для сопоставительного анализа характеристик колес, что и определило необходимость выполнения по ним расчетов.

Напряженное состояние дисков колес сравнили по двум факторам: абсолютным значениям максимальных эквивалентных напряжений и склонности дисков к концентрации максимальных напряжений в одних и тех же зонах при различных вариантах нагружения.

Очевидно, что концентрация максимальных напряжений в одних и тех же зонах при различных вариантах нагружения является отрицательным моментом. Так, у колес с криволинейными дисками, имеющих центральный выгиб [7], по вариантам нагружения 1-3 (см. рис. 1) имеет место концентрация максимальных эквивалентных напряжений в зоне центрального выгиба с внутренней стороны колес.

У нового колеса с 4-х радиусным диском, как и у колеса с плоскоконическим диском имеется по одной зоне с каждой из сторон колеса, в которых действуют максимальные эквивалентные напряжения при двух различных вариантах нагружения (см. табл. 1). Вместе с тем, напряжения, действующие в диске нового колеса, значительно ниже, чем не только у колес, вошедших в ГОСТ 10791-2011 и предназначенных для экс-

плуатации при нагрузке на ось до 30 тс, но и чем у колеса с 2-х радиусным диском [8]: максимальные эквивалентные напряжения уменьшены на 8-28 %.

Используя полученную цифровую информацию табл. 1, по всем колесам было выполнено сравнение максимальных эквивалентных напряжений по каждому конкретному варианту нагружения. Среди значений этих напряжений, которые по всем колесам соответствовали, во-первых, конкретному варианту нагружения и, во-вторых, конкретной стороне колеса, были выбраны наибольшее и наименьшее значения. Всего имеется 6 наибольших и 6 наименьших значений (табл. 2).

Как видно из табл. 1 и 2, наилучшие результаты получены по новому колесу с 4-х радиусным диском (см. рис. 4), которое характеризуется не только меньшими значениями максимальных эквивалентных напряжений при наиболее неблагоприятных вариантах нагружения (варианты 1 и 3, см. рис. 1), но и отсутствием наибольших значений.

Далее рассмотрены результаты расчетов, представленных в табл. 1, характеризующих **деформированное состояние колес**. Получена цифровая информация по отклонениям гребня под нагрузкой по горизонтали (от рельса или к рельсу), а также по перемещениям поверхности катания обода по вертикали (в зонах гребня (h_1) и полевой части обода (h_2)) для исследуемых колес. Условно принято, что перемещение по вертикали, совпадающее с направлением действия нагрузки (см. рис. 1), обозначается со знаком «-», а перемещение в противоположном направлении – со знаком «+». В качестве одной из характеристик колес в таблицах представлен параметр Δ, равный $\Delta=h_1-h_2$, который определяет значение и направление перемещения указанных выше зон поверхности катания обода. Параметр Δ в зависимости от соотношения величин h_1 и h_2 также может иметь знак «+», если обод имеет тенденцию к развороту по часовой стрелке или «-», если обод имеет тенденцию к развороту против часовой стрелки.

По колесу с **плоскоконическим диском** получены наибольшие отклонения гребня в направлении к рельсу (см. табл. 1). Вместе с тем, если рассмотреть, например, движение по прямому участку пути, то они меньше, чем даже минимально допустимый зазор между гребнем колеса и рельсом. Поэтому в отдельных случаях, связанных с влиянием и других факторов, указанное отклонение может быть одной из причин повышенного износа гребня колеса, но не основной.

Вместе с тем, как показали расчеты (см. табл. 1), у колес с криволинейным диском, имеющим центральный выгиб [7], которые предназначены для эксплуатации при осевых нагрузках до 30 тс, имеют место уменьшенные отклонения гребня в направлении от рельса или к рельсу.

Перемещения поверхности катания обода колеса с плоскоконическим диском под нагрузкой по вертикали в зонах гребня h_1 и полевой части обода h_2 определили параметр Δ со знаком

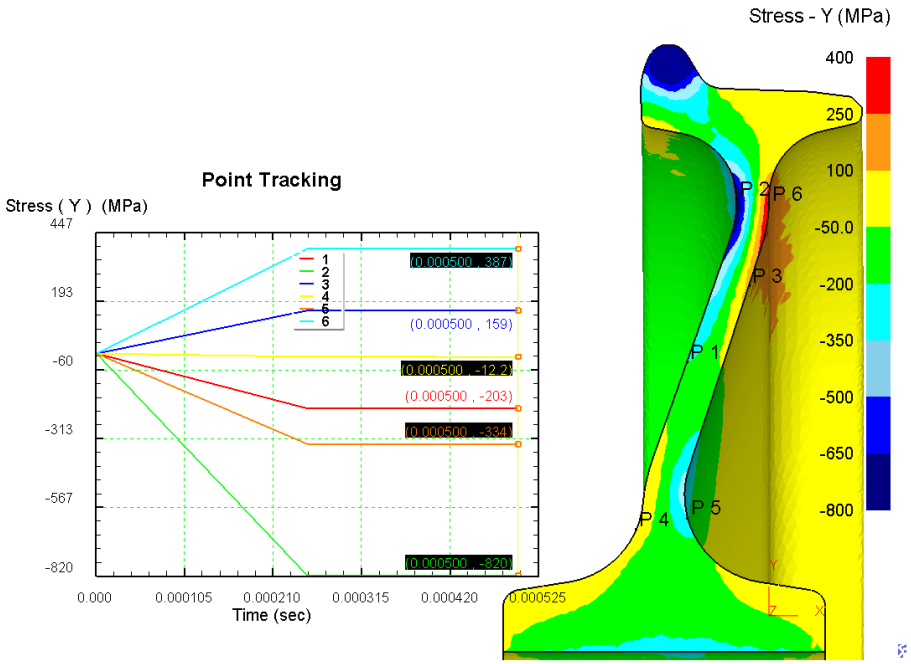


Рис. 3. Результаты расчета радиальных напряжений по диску стандартного колеса, полученные путем конечно-элементного моделирования:
Point Tracking – отслеживание точек; *Stress (Y)* – напряжение по оси *Y*; *Time* – время

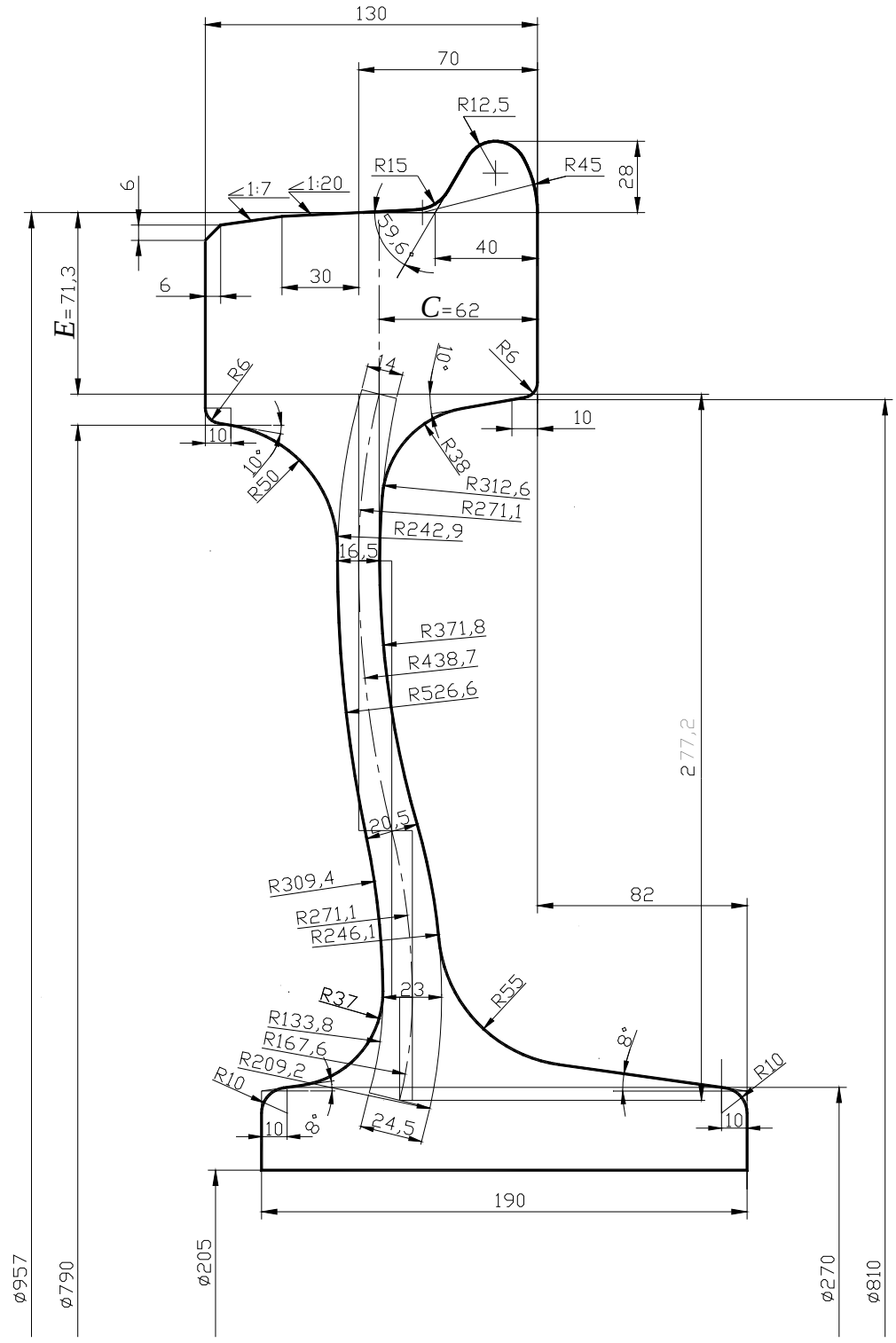


Рис. 4. Новый профиль железнодорожного колеса диаметром 957 мм

«+» (см. табл. 1), что свидетельствует о тенденции к развороту обода под нагрузкой по часовой стрелке.

Результаты расчетов (рис. 7а) также показали, что пятно контакта колеса с рельсом при нагружении по варианту 2 имеет тенденцию к смещению в направлении к гребню.

Указанное выше поведение обода под нагрузкой обуславливает увеличение радиальных напряжений, действующих между рельсом и поверхностью катания обода (рис. 7б). Радиальные напряжения непосредственно связаны со значением контактного давления, которое является одним из главных факторов [12], определяющих износ поверхностей трения.

Соответственно, указанная выше тенденция к развороту обода под нагрузкой по часовой стрелке и смещению пятна контакта в направлении к гребню во многом определяет повышенный износ поверхности катания в этой зоне.

На рис. 8 показана типовая схема износа профиля поверхности обода колеса с плоскоконическим диском [13], на которой именно указанный участок имеет значительный износ, что и определяет высокую неравномерность износа всей поверхности катания обода.

Табл. 1. Сравнительные характеристики колес, удовлетворяющих ГОСТ 10791-2011, с учетом обточки обода до диаметра 860 мм

Тип колеса		ГОСТ 10791-2011				С 2-х радиусным диском [8], m=222,7 кг	Новое с 4-х радиусным диском (рис. 4), m=224,2 кг
		С плоскоконическим диском, рис. А.1 [7], m=224,2 кг	С криволинейным диском, имеющим центральный выгиб				
			рис. А.2 [7], m=243,5 кг	рис. А.3 [7], m=248,4 кг	рис. А.4 [7], m=247,7 кг		
Нагрузка по варианту 1							
Максимальное эквивалентное напряжение в диске, МПа	с наружной стороны колеса	378 – в зоне дуги над ступицей (R=197 мм)	413 – в центральном выгибе (R=283 мм)	444 – в центральном выгибе (R=271 мм)	334 – в центральном выгибе (R=279 мм)	445 – в нижней части диска (R≈209 мм)	378 – в верхней части диска (R=355 мм)
	с внутренней стороны колеса	769 – в зоне дуги под ободом (R=351 мм)	743 – в центральном выгибе (R=273 мм)	764 – в центральном выгибе (R=264 мм)	606 – в центральном выгибе (R=262 мм)	649 – в средней по высоте части диска (R≈306 мм)	595 - в средней по высоте части диска (R=304 мм)
Нагрузка по варианту 2							
Максимальное эквивалентное напряжение в диске, МПа	с наружной стороны колеса	516 – в зоне дуги над ступицей (R=184 мм)	445 – в зоне дуги над ступицей (R=190 мм)	516 – в зоне дуги под ободом (R=340 мм)	423 – в зоне дуги под ободом (R=359 мм)	485 – в нижней части диска (R≈195 мм)	463 – в зоне дуги над ступицей (R=167 мм)
	с внутренней стороны колеса	420 – в зоне дуги под ободом (R=350 мм)	481 – в центральном выгибе (R=288 мм)	567 – в центральном выгибе (R=273 мм)	391 – в центральном выгибе (R=286 мм)	352 – в верхней части диска (R≈345 мм)	384 – в средней по высоте части диска (R=304 мм)
Отклонение гребня под нагрузкой, мм	от рельса			0,963	0,13		
	к рельсу	1,69	0,013			0,993	0,557
Перемещение поверхности катания обода по вертикали, мм	у гребня, h_1	-0,386	-0,268	-0,279	-0,175	-0,375	-0,229
	в зоне полевой части, h_2	-0,636	-0,172	-0,099	-0,122	-0,444	-0,214
$\Delta=h_1-h_2$, мм		0,25	-0,096	-0,18	-0,053	0,069	-0,015
Нагрузка по варианту 3							
Максимальное эквивалентное напряжение в диске, МПа	с наружной стороны колеса	797 – в зоне дуги под ободом (R=391 мм)	663 – в зоне сопряжения дуги под ободом с диском (R=353 мм)	711 – в зоне сопряжения дуги под ободом с диском (R=340 мм)	768 – в зоне дуги под ободом (R=391 мм)	773 – в зоне дуги под ободом (R≈391 мм)	557 – в верхней части диска (R=354 мм)
	с внутренней стороны колеса	277 – в зоне дуги над ступицей (R=194 мм)	446 – в центральном выгибе (R=280 мм)	527 – в центральном выгибе (R=268 мм)	365 – в центральном выгибе (R=277 мм)	293 – в нижней части диска (R≈198 мм)	321 – в средней по высоте части диска (R=304 мм)

Примечание: m – масса колеса; R – радиус, определяющий точку на поверхности колеса, в которой действует максимальное эквивалентное напряжение.

Табл. 2. Сопоставление показателей по максимальным эквивалентным напряжениям в дисках колес, удовлетворяющих ГОСТ 10791-2011 и рассчитанных на осевые нагрузки до 30 тс

Показатели по максимальным эквивалентным напряжениям	Тип колеса				
	С криволинейным диском, имеющим центральный выгиб по ГОСТ 10791-2011			С 2-х радиусным диском [8], *m*=222,7 кг	Новое с 4-х радиусным диском (рис. 4), *m*=224,2 кг
	рис. А.2 [7], *m*=243,5 кг	рис. А.3 [7], *m*=248,4 кг	рис. А.4 [7], *m*=247,7 кг		
Число наименьших значений максимальных эквивалентных напряжений, шт	0			2	2
Число наибольших значений максимальных эквивалентных напряжений, шт.	0	4	1	2	0

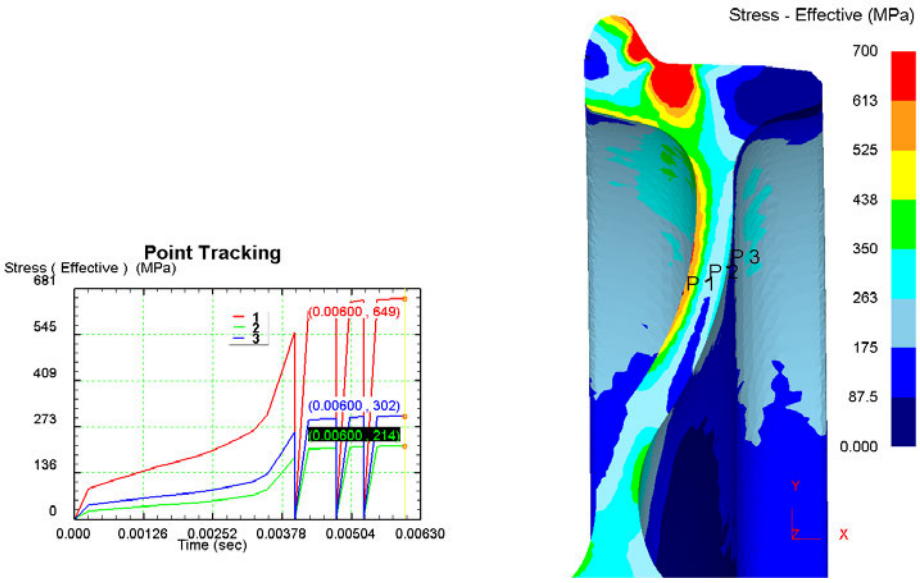


Рис. 5. Результаты моделирования по колесу с 2-х радиусным диском по патенту [8] (при нагружении по варианту 1):
Point Tracking – отслеживание точек; *Stress (Effective)* – эквивалентное напряжение; *Time* – время

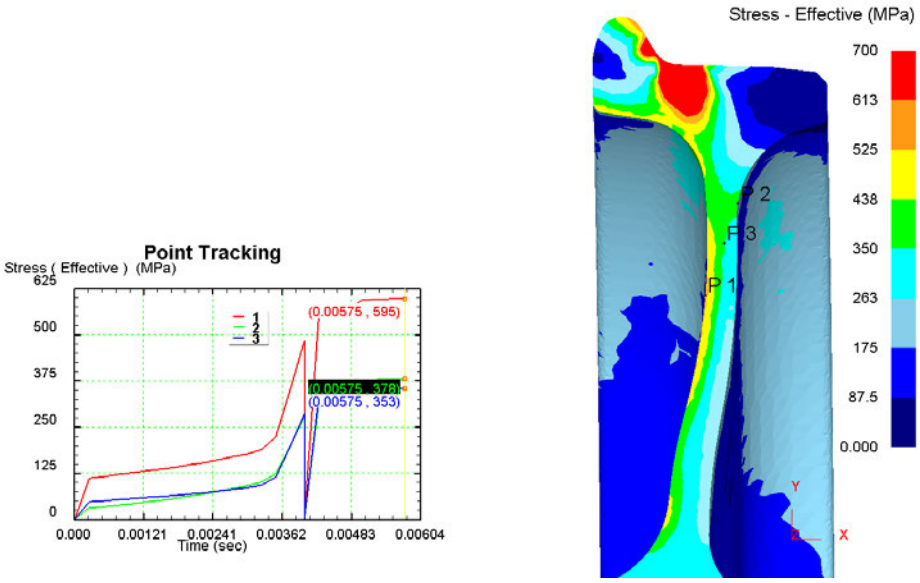
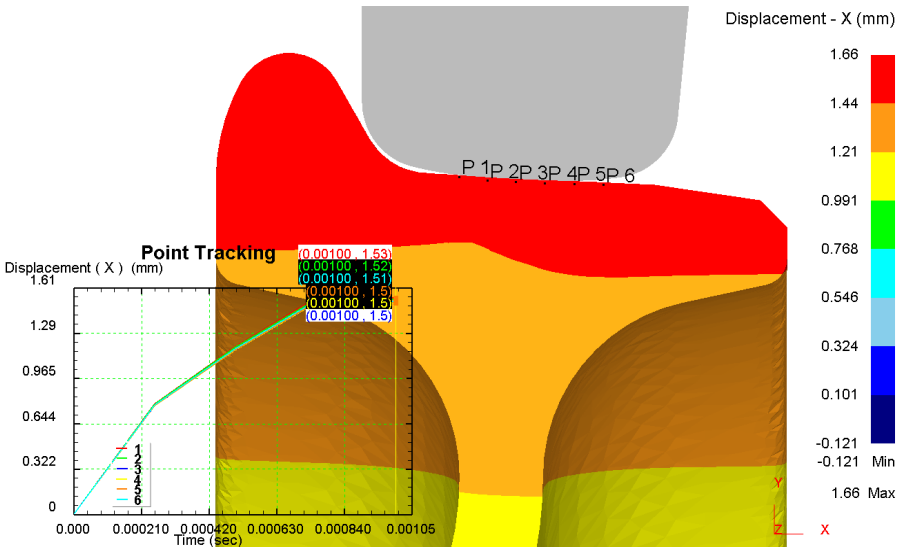
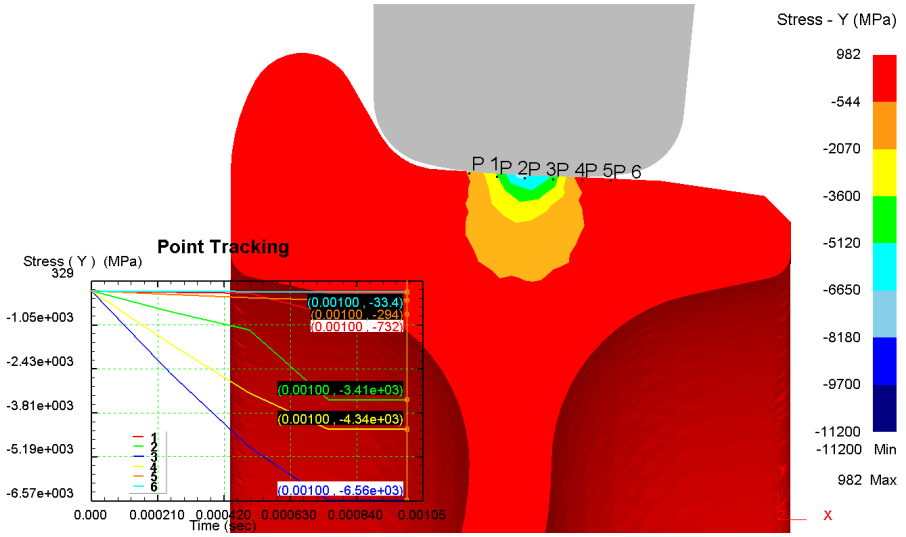


Рис. 6. Результаты моделирования по новому колесу с 4-х радиусным диском (при нагружении по варианту 1):
Point Tracking – отслеживание точек; *Stress (Effective)* – эквивалентное напряжение; *Time* – время



а



б

Рис. 7. Результаты моделирования взаимодействия колеса с плоскоконическим диском с рельсом Р75 при движении колесной пары по прямому участку пути:
а – смещение поверхности катания по горизонтали при вертикальной нагрузке 785 кН;
б – радиальные напряжения на поверхности катания при вертикальной нагрузке 785 кН;
Point Tracking – отслеживание точек; *Displacement (X)* – перемещение по оси *X*;
Stress (Effective) – эквивалентное напряжение; *Time* – время

Обеспечение наиболее равномерного износа поверхности катания обода является важной задачей, т.к. будет способствовать увеличению пробега колеса между его переточками. Одним из путей решения этой задачи является разработка конструкций колес, у которых параметр Δ будет равен нулю или будет иметь небольшое значение со знаком «-», что обеспечит тенденцию к развороту обода под нагрузкой против часовой стрелки, уменьшение износа поверхности катания в зоне, прилегающей к гребню, и, соответственно, приведет к более равномерному износу поверхности катания обода.

У колес, которые предназначены для эксплуатации при осевых нагрузках до 30 тс и вошедших в ГОСТ 10791-2011, параметр Δ имеет знак «-». У этих колес размеры обода и ступицы, а также их взаимное положение нормируются ГОСТ 10791-2011. Поэтому в каждом случае отрицательное значение параметра Δ обеспечивается формой и размерами диска, а также его положением относительно обода и ступицы.

Необходимо отметить, что у нового колеса с 4-х радиусным диском (см. рис. 4) и у колеса, имеющего криволинейный диск с центральным выгибом (см. ГОСТ 10791-2011, рис. А.4 [7]), параметр Δ близок к нулю, что обеспечивает практически плоскопараллельное перемещение поверхности катания обода под действием нагрузки и, соответственно, близкий к равномер-

ному ее износ в процессе эксплуатации железнодорожного колеса.

Новое колесо с 4-х радиусным диском, как и колесо с плоскоконическим диском, имеет тенденцию к смещению пятна контакта колеса с рельсом в направлении к гребню, но на значительно меньшую величину (см. рис. 7а и 9а).

Существенной отличительной особенностью новой конструкции колеса является то, что она обеспечивает не только снижение радиальных напряжений (и, соответственно, контактных давлений) на поверхности катания, но и снижение максимальных их значений по сравнению со всеми анализируемыми вариантами колес (рис. 10).

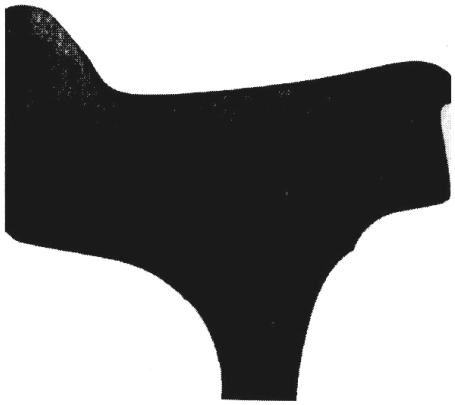
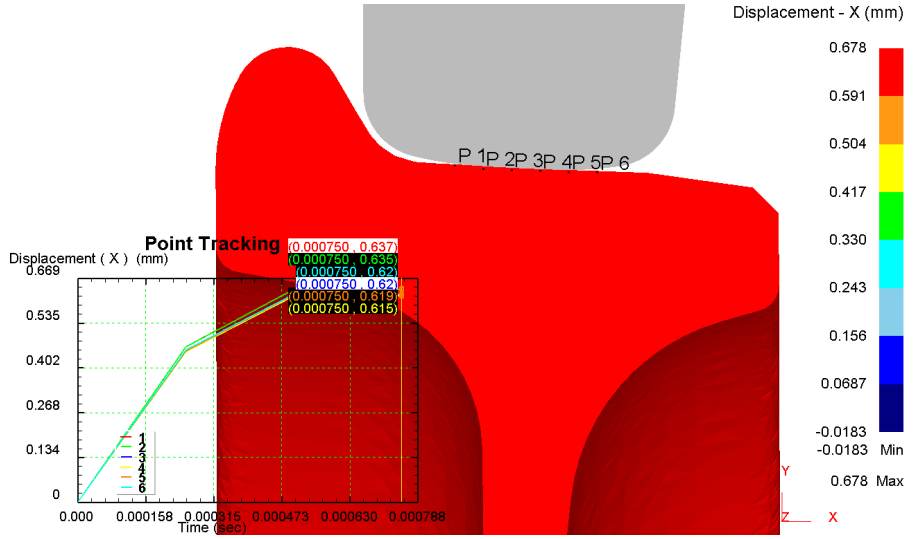
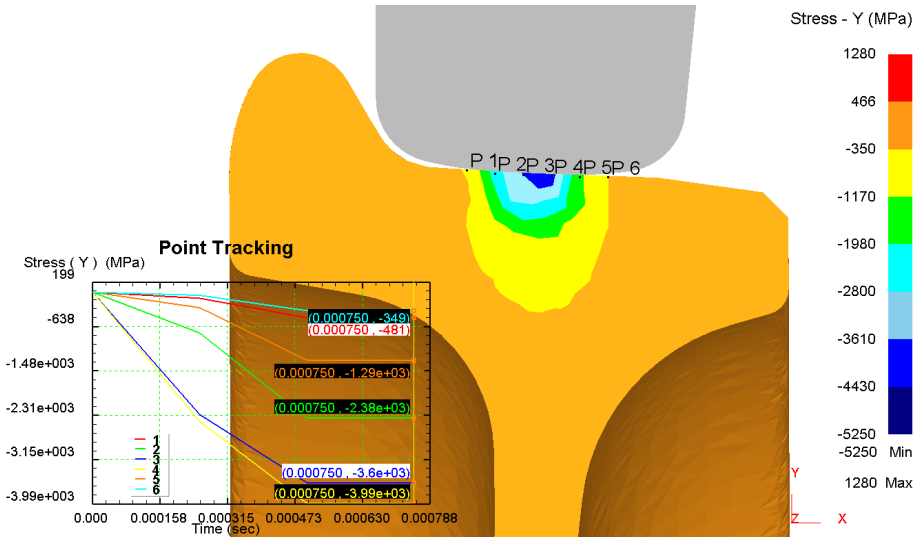


Рис. 8. Типовая схема износа профиля поверхности обода колеса с плоскоконическим диском [13]



а



б

Рис. 9. Результаты моделирования взаимодействия нового колеса с 4-х радиусным диском с рельсом Р75 при движении колесной пары по прямому участку пути:
а – смещение поверхности катания по горизонтали при вертикальной нагрузке 785 кН;
б – радиальные напряжения на поверхности катания при вертикальной нагрузке 785 кН;
Point Tracking – отслеживание точек; *Displacement (X)* – перемещение по оси *X*;
Stress (Effective) – эквивалентное напряжение; *Time* – время

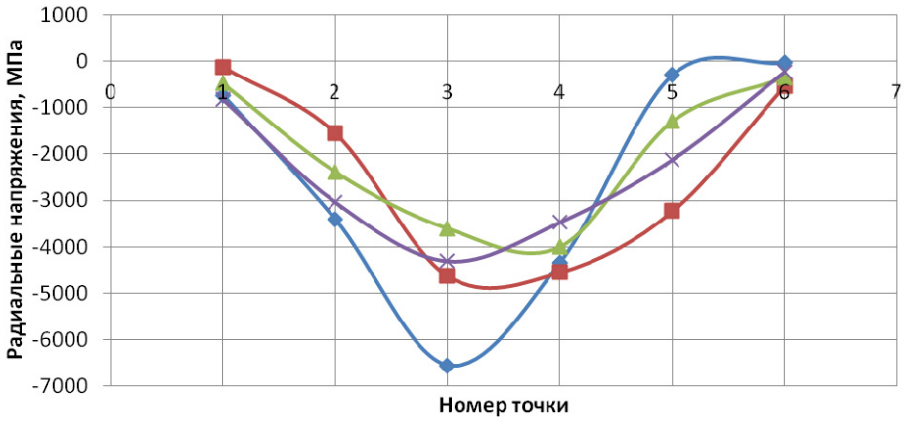


Рис. 10. Распределение радиальных напряжений на поверхности катания ободьев колес при вертикальной нагрузке 785 кН:
– колесо с плоскоконическим диском ГОСТ 10791-2011 (рис. А.1 [7]);
– колесо с криволинейным диском, имеющим центральный выгиб ГОСТ 10791-2011 (рис. А.4 [7]);
– новое колесо с 4-х радиусным диском (рис. 4); – колесо с 2-х радиусным диском [8]

Выводы

Выполнена адаптация методики конечно-элементного моделирования НДС колес для условий их нагружения от действия эксплуатационных нагрузок. Установлено, что отклонения расчетных значений напряжений от экспериментальных не превышают 15 %.

На этой основе и на базе известных схем нагружения колес выполнен сравнительный анализ ряда конструкций колес, удовлетворяющих ГОСТ 10791-2011 и рассчитанных на эксплуатацию при осевой нагрузке до 30 тс.

Предложена новая конструкция колеса с 4-х радиусным диском, которая имеет ряд преимуществ. Во-первых, новое колесо имеет массу, равную массе колеса с плоскоконическим диском и, соответственно, оно на 17-22 кг легче представленных в ГОСТ 10791-2011 колес с криволинейными дисками, имеющими центральный выгиб. Во-вторых, колесо имеет низконапряженную конструкцию, что обеспечивается как минимизацией напряжений в диске, так и уменьшением склонности колеса к концентрации напряжений в одних и тех же областях диска при различных вариантах нагружения. В-третьих, обеспечивается снижение и более равномерное распределение контактного давления по поверхности катания обода и, как следствие, повышение равномерности ее износа.

Список литературы

1. Effects of residual stress and shape of web plate on the fatigue life of railway wheels / Jung Won Seo, Seok Jin Kwon, Hyen Kue Jun, Dong Hyong Lee / Engineering Failure Analysis. – 2009. – Vol.16. – P. 2493-2507.
2. Designing of railway wheels. Part 2: Comparison of numerical analysis and experimental research / M. Sitarz, A. Sładkowski, K. Bizon, K. Chruzik // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of rail and rapid transit. – 2005. – Vol.219, No.2. – P. 111-120.
3. UIC CODE 510-5. Technical approval of solid wheels. With effect from 1 September 2001. – Paris: International Union of Railways, 2003. – 112 p.
4. Manual Of Standards And Recommended Practices. Section G. Wheels And Axles. Effective March 2011. – Washington: Association of American Railroads, 2011. – 180 p.
5. Патент 2259279 РФ, B60 B 3/02, 17/00, B21/P. Цельнокатанное железнодорожное колесо и способ его изготовления / С.А. Королев, А.М. Волков, А.И. Кондрушин и др.; ОАО «Выксунский металлургический завод». №2004100876/11; заявлено 15.01.2004; опубл. 27.08.2005, Бюл. №24.
6. Пашолок И.Л., Цюренко В.Н., Разумов А.С. Разработка критериев работоспособности дисков цельнокатаных колес для грузовых вагонов нового поколения / Вестник ВНИИЖТ. – 2002. – №3. – С. 19-23.
7. ГОСТ 10791-2011. Колеса цельнокатаные. Технические условия. Действительный от 01.01.2012. – Минск: Евразийский совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2011. – 38 с.
8. Патент 2428319 РФ, B60 B 17/00, 3/02, B61 F 13/00, B61 H 1/04. Железнодорожное колесо / Р.А. Голышков, К.Д. Керенцев; ОАО «Выксунский металлургический завод». №20101113648/11; заявлено 07.04.2010; опубл. 10.09.2011, Бюл. №25.
9. Снитко С.А., Яковченко А.В., Ивлева Н.И. Теоретические основы проектирования профилей железнодорожных колес с криволи-

нейными дисками, построенными на базе принципа «золотого сечения» и «цепной линии» / Наук. пр. Донец. нац. техн. ун-ту; Редкол.: Мінаєв О.А. (голова) та інш. – Донецьк: ДонНТУ, 2012. – Вип.1(14)-2(15). – С. 131-146. (серія: Металургія).
10. Снитко С.А., Яковченко А.В., Ивлева Н.И. Реализация системного подхода при проектировании профилей железнодорожных колес с криволинейными дисками / Захист металургійних машин від поломок. – 2012. – Вип.14. – С. 25-39.
11. Железнодорожный путь / Т.Г. Яковлева, Н.И. Карпущенко, С.И. Клинов и др. – М.: Транспорт, 1999. – 405 с.
12. Ying Jin, Makoto Ishida, Akira Namura. Experimental simulation and prediction of wear of wheel flange and rail gauge corner / Wear. – 2011. – Vol.271. – P. 259-267.
13. Губенко С.И. Некоторые структурные аспекты колесной стали, определяющие качество железнодорожных колес / Современные технологии производства транспортного метала. Международная конференция, Нижний Тагил, 4-6 декабря 2007 г. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2008. – С. 88-113.

S.A. Snitko /Cand. Sci. (Eng.)/, A.V. Yakovchenko /Dr. Sci. (Eng.)/
Donetsk National Technical University (Donetsk)
R.A. Golyshkov
JSC "Vyksa Steel Works" (Vyksa)

ANALYSIS OF STRESS-STRAINed STATE OF RAILWAY WHEELS ACCORDING TO GOST 10791-2011 UNDER AXIAL LOAD UP TO 30 tf

Background. *The analysis of stress-strained state of wheels, as well as the creation of new wheels that are designed for the higher axial loads to 30 tf (294.3 kN) and are to ensure minimization of stresses in them from operational loads, their mass decrease, as well as more uniform wear of the running surface of wheels is an actual scientific and technical problem.*
Materials and/or methods. *The objective of this paper is to adapt the method of finite-elemental simulation of stress-strained state of wheels for the conditions of operational loads, the analysis on this basis and on the basis of the known load cases of a number of wheel designs that meet the GOST 10791-2011, and designing new low-strained wheels for operation with axial load up to 30 tf. Evaluation of the effectiveness of wheel designs has been done by analyzing the stress-strained state of wheel discs under operating loads. The calculations were done in the finite-elemental simulation system DEFORM-3D.*
Results. *A new wheel design with a 4-curved disk is proposed, which has a number of advantages. First, the new wheel mass is equal to the weight of the wheel with a panhead disk and, accordingly, it is 17-22 kilos lighter than wheels with curved disks, having a central camber, as presented in GOST 10791-2011. Second, the wheel has a low-strained design that is provided both by the minimization of stress in the disc and reducing the tendency to concentration of stress in the same areas of the disk under various types of loading. Third, the reduced and more uniform distribution of contact pressure at the tread surface of the rim and, as a consequence, the increased uniformity of its wear is provided.*
Conclusion. *The adaptation of the method of finite-elemental simulation of the stress-strained state of wheels for the conditions of operational loads is implemented. It is established that the deviation of the calculated stress values from the experimental does not exceed 15%. Based on it, a comparative analysis of the wheels meeting the requirements of GOST 10791-2011 for axial loads up to 30 tf is done, and the new low-strain wheel design is proposed.*

Keywords: *railway wheel, stress-strained state, stress, finite-elemental simulation, wear of rim tread surface.*

Статья поступила 06.03.2015 г.
© С.А. Снитко, А.В. Яковченко, Р.А. Голышков, 2016
Рецензент д.т.н., проф. С.П. Еронько

УДК 669.162.1

И.М. Мищенко /к.т.н./, Я.Ю. Асламова
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ПУТ В ДОМЕННЫХ ЦЕХАХ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ УКРАИНЫ

Выполнен краткий анализ показателей выплавки чугуна с применением пылеугольного топлива в четырех доменных цехах металлургических предприятий Украины. Обоснована необходимость первоочередного повышения качества кокса – одного из важнейших факторов комплексной компенсации негативных температурно-тепловых и газодинамических изменений доменного процесса, обусловленных применением пылеугольного топлива.

Ключевые слова: *доменная печь, пылеугольное топливо, комплексная компенсация, качество кокса.*

Постановка проблемы

Обеспечение конкурентоспособности продукции металлургических предприятий (снижение ее себестоимости, повышение качества) в значительной степени связано с уменьшением удельного расхода самого дорогого и дефицитного топлива – металлургического кокса. Достичь экономии кокса при выплавке передельного чугуна в доменных печах возможно за счет замены его недорогими, некоксующимися каменными углями – так называемым пылеугольным топливом (ПУТ). Важнейшими условиями, способствующими успешному освоению технологии вдувания ПУТ, является применение в доменной плавке высококачественных по прочности и гранулометрическому составу шихтовых материалов, прежде всего кокса; использование других способов «полной комплексной компенсации» негативных тепловых и газодинамических изменений доменной плавки, сопряженных с вдуванием ПУТ. Таким образом, проблемы освоения современной технологии доменной плавки с применением ПУТ, глубокий анализ результатов ее применения, являются актуальными задачами для дальнейшего развития технологии**.**

Анализ последних исследований и публикаций

Основными условиями внедрения технологии вдувания ПУТ на предприятиях Украины являются высокая температура дутья, глубокое обогащение его кислородом, повышение давления газов в рабочем объеме доменных печей, применение устройств регулирования расхода ПУТ по отдельным фурмам, специальных угольно-кислородных горелок эффективного и полного сжигания угля в фурменных очагах [1,2]. При этом, как отмечено в работах [3-8], особое внимание должно быть уделено повышению качества кокса. В работах [9,10] рассмотрены некоторые промышленные способы повышения качества кокса, показаны результаты использования кокса улучшенного качества при вдувании ПУТ в доменные печи. Данные о качестве кокса в Западной Европе, США, Японии и Китае [11 и др.], должны являться ориентиром, образцом для возможных достижений в отечественной металлургии.

В программной работе [3] ведущих сотрудников ГП «Украинский государственный научно-исследовательский углехимический институт» при участии специалистов коксохимических предприятий сформулированы основные направления повышения качества кокса на отечественных коксохимических предприятиях.

Многие публикации посвящены технологическим процессам производства кокса марки «Премиум» повышенной прочности на таких коксохимических предприятиях, как ПАО «Донецккокс», ПАО «Ясиновский коксохимический завод», ПАО «Макеевский коксохимический завод», ПАО «Авдеевский коксохимический завод» [3,4]. Особо следует отметить новые технологии коксования в условиях ПАО «Алчевсккокс» [5]. Опубликованы результаты исследований, касающихся практики внедрения пылевдувания на ПАО «Алчевский металлургический комбинат» (АМК) и ПАО «Мариупольский металлургический комбинат им. Ильича» (ММК им. Ильича) [6,7].

В исследованиях [9] подчеркивается существенная роль использования качественного агломерата в повышении эффективности вдувания

ПУТ.

Кроме того, опыт зарубежных стран показывает, что вдувание ПУТ в количестве 180-200 кг/т чугуна и более становится возможным при повышенном качестве шихтовых материалов, температуре дутья 1150-1200 °С, содержании в нем кислорода 25-30 %, давлении колошниковых газов не менее 0,15-0,2 МПа (1,5-2 ати) [4,12].

Таким образом, на основе имеющихся литературных данных актуальным и целесообразным является проведение обобщающего анализа и оценки перспективы работы доменных цехов предприятий Украины с применением ПУТ.

Цель (задачи) исследования

Целью данной работы является комплексный анализ показателей работы доменных цехов Украины в условиях применения ПУТ в количестве 140-170 кг/т чугуна при особом выделении проблем улучшения качества кокса в модернизированных процессах его производства; оценка возможности дальнейшего снижения расхода кокса; разработка рекомендаций по повышению производственно-экономических показателей работы доменных цехов.

Основной материал исследования

Основные материалы аналитических исследований представлены данными по каждому отдельному предприятию из четырех, в основном освоивших применение технологии доменной плавки с вдуванием в горн доменных печей ПУТ (табл. 1): ПрАО «Донецксталь» – металлургический завод» («Донецксталь»); АМК; ПАО «Запорожсталь»; ММК им. Ильича.

В доменном цехе «Донецксталь» – главном объекте освоения (начиная с 1980 г.) прогрессивной технологии выплавки чугуна с применением ПУТ, в мае 2006 г. на доменной печи №2 полезным объемом 1033 м^3 был начат новый этап развития этой технологии (табл. 1) на базе значительного повышения качества кокса, железорудной части шихты, оптимизации параметров доменной плавки при исключении из состава комбинированного дутья природного газа [2,5].

Улучшение качества кокса обеспечено производством на коксохимических заводах Донбасса новой, уже упомянутой марки кокса «Премиум», основная суть технологии производства которого включает применение исключительной по коксуемости угольной шихты, состоящей на 90-100 % из углей марок К и Ж донецких шахт им. Засядько, им. Скочинского и, особенно, шахты «Красноармейская-Западная №1», поставляющей на коксохимические заводы ценные, низкосернистые угли.

Периоды коксования были увеличены до 15,5-16,5 ч, чтобы скорость коксования не превышала 24 мм/ч и степень готовности кокса была высокой – выход летучих не превышал 0,5-0,8 %.

В результате, показатели прочности, гранулометрического состава, технического анализа сухой массы кокса существенно улучшились (см. табл. 1). В отдельные опытные периоды выплавки чугуна кокс новой марки имел такие показатели качества, %: зола – 10,4; сера – 0,69; M_{25} – 88,3; M_{10} – 6,5; CSR – 56,8; CRI – 29,5. Их сравнивали, в частности, со средними показателями качества обычного кокса марки КД1, по данным технических условий на этот кокс, %: зола – 11-12; сера – 1,3-2; влага – 5; M_{25} – 82-86; M_{10} – 7,5-9; фракции более 80 мм – 11-20; менее 25 мм – 4-4,5; CSR – 45,7; CRI – 39,6.

Дополнительно к качеству кокса для комплексной компенсации негативных изменений теплового и газодинамического режимов доменной плавки, а также улучшения условий сжигания ПУТ:

– увеличили температуру дутья от 938 до 1065 °С (на 127 °С), что стало возможным после улучшения качества кокса и повышения тепловой мощности воздухонагревателей;

– повысили расход технического кислорода в поток дутья до 78,4 м^3/т (на 38 м^3/т);

– увеличили содержание железа в рудной части шихты до 58,54 %, выведя из нее бедный агломерат; вследствие этого выход шлака вначале уменьшился на 57 кг/т, а после перехода на 100 % окатышей в шихте – на 130 кг/т и составил почти рекордные 326 кг/т чугуна.

Улучшение показателей качества кокса, рудного сырья, параметров комбинированного дутья позволило увеличить расход ПУТ от 103 до 172 кг/т чугуна, повысить производительность доменной печи на 17,1 % – от 1844,3 до 2218,9 т/сутки (на 376,4 т), удельная производительность при этом составила 2,148 т/м^3 сутки – достигла рекордного уровня в отрасли.

Удельный расход кокса снизился на 11,6 % – 51 кг/т чугуна, причем, только по линии улучшения качества кокса сокращение его расхода составило 23,2 кг/т, остальные 27,8 кг/т принадлежали повышению температуры дутья на 127 °С и некоторым другим технологическим факторам. Основная экономия кокса, сверх показанной, обусловлена вдуванием ПУТ и составила ориентировочно 130 кг/т чугуна.

Уменьшение поступления серы с коксом и ПУТ в доменную печь позволило снизить основность шлака до 1,21-1,17 ед. и за счет этого до-

полнительно улучшить показатели выплавки чугуна.

Расход ПУТ в отдельные периоды удавалось повышать до 172 кг/т чугуна. Однако, необходимость офлюсования низкоосновных окатышей (CaO/SiO_2=0,25) путем загрузки в печь 150-155 кг/т сырого известняка привела к дополнительному расходу кокса в количестве около 30 кг/т чугуна. Поэтому, суммарный расход топлива (К+КО+ПУТ – в табл. 1) составил 574,6 вместо возможных 544,6 кг/т чугуна, т.е. оказался хуже уровня достижений других предприятий, не имеющих проблем с офлюсованием доменной шихты агломератом повышенной основности.

Табл. 1. Показатели выплавки чугуна в доменных цехах Украины с применением ПУТ и кокса повышенного качества

Расход, качество шихтовых материалов, показатели доменной плавки	Предприятия			
	«Донецк-сталь»	АМК	ПАО «Запо-рожсталь»	ММК им. Ильича
1	2	3	4	5
Количество печей, шт.	№1, 2	№1, 4, 5	№2, 3, 5	№1, 2, 3, 4, 5
Полезный объем печей, $м^3$	1033	3000, 1386, 1719	1513	1033, 1300, 2000, 2002, 2300
Расход, кг/т чугуна:				
– агломерат (А)	567,7 (3,5)	1355	1662	1721,3
– окатыши (О)	918 (1570)	336	19	3,9
– железная руда	0	3,1	24	23,6
– металлодобавка	99,1	0	0,8	9,5
– др. Fe-содержащие материалы	98,7	28,3	13,4	17,7
– известняк	154,9	7,1	7	12,4
– кокс скиповой, сух. (К)	382,6	398,5	381	395,4 (378,8)
– коксовый орешек (КО)	20	0	0	11,6
– ПУТ	172	142,3	151	136,7 (154,4)
∑ (К+КО+ПУТ)	574,6	540,8	532	543,7 (544,8)
Содержание в А/О, %:				
– железа	54,3/61,2	56,06/61,7	56,22/62,5	54,5/65,4
– фракции 0-5 мм	17,7/3,5	10,3/4,3	14,3/4,8	13,7/5,1
Основность А/О, по CaO/SiO_2	1,23/0,25	1,39/0,3	1,28/0,36	1,24/0,42
Содержание Fe в доменной шихте, %	58,5 (60,6)	57,09	56,53	54,32
Качество кокса, %:				
– зола	10,4	10,5	11	10,95
– сера	0,69	0,83	0,73	0,64
Фракции:				
– +80 мм	5,4	2,1	4,4	6,67
– -25 мм	3,4	3,4	3,3	2,69
– М25	88,73	91,5	89,9	89,87
– М10	6,53	4	6,4	6,84
Показатели, %:				
– CSR	56,8	58,85	52,5	54,05
– CRI	29,5	29,8	31,5	32,26
Горячее дутье:				
– давление, ати	2,3	2,64	2,65	2,29
– температура, °С	1065	1042	1138	1055
– расход O_2, $м^3$/т	78,4	78,8	46	43,7
Колошниковый газ, %:				
– CO_2	20,8	20,1	20,1	19,75
– CO	26	23,7	25,1	22,89
– H_2	4	3,1	3,5	2,44
Давление, ати	1,2	1,28	1,25	1,09
Степень использования газа η_{CO}, %	44,4	45,9	44,47	46,3
Рудная нагрузка, т/т	4,38	4,18	4,52	4,415

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5
Вынос пыли, кг/т	72,8	22,3	н.д.	25,3
Уд. производительность, т/м^3 сутки	2,148	1,83	2,02	1,754
Химсостав чугуна, %:				
– Si	0,67	0,75	0,65	0,72
– Mn	0,15	0,1	0,09	0,13
– S	0,041	0,027 (0,041)	0,026	0,02
– P	0,048	0,045	0,051	0,07
Химсостав шлака, %:				
– MgO	4,3	5,46 (4,5)	3,47	4,91
– Al_2O_3	6,1	7,2 (7,7)	8,3	6,73
– MnO		0,07 (0,12)	0,13	0,2
– FeO	0,28	0,25 (0,34)		0,34
– S		1,23 (1,06)	0,88	1,02
Выход шлака, кг/т	399 (326)	365 (311)	395	453
Основность шлака*, CaO/SiO_2	1,21 (1,17)	1,2 (1,14)	1,19	1,17

Примечание: в таблице показаны данные, характеризующие условия и показатели работы доменных цехов за отдельные опытные периоды 2006 г. и большей частью 2010-2013 гг., низкие показатели работы в 2014-2015 гг. не показаны, обусловлены военными событиями на Донбассе; в скобках показаны лучшие результаты по использованию ПУТ и снижению расхода кокса; * – понижение основности шлака и повышение содержания серы в чугуне обусловлены наличием на предприятии внедоменной десульфурации чугуна.

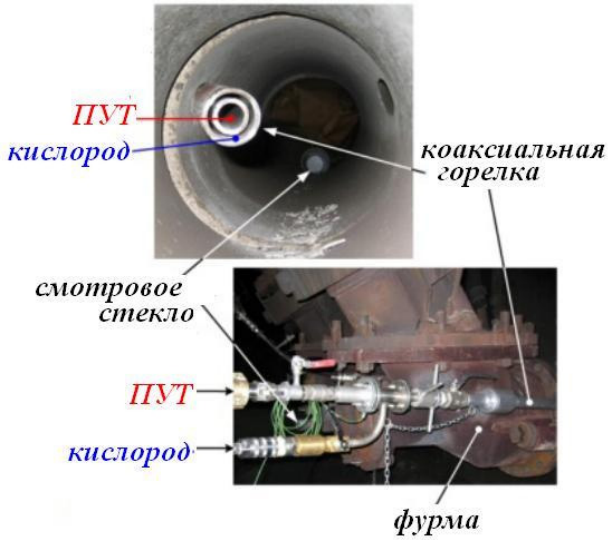


Рис. 1. Вид коаксиальной горелки в фурме доменной печи

Доменный цех АМК является вторым среди продолжателей освоения прогрессивной технологии доменной плавки с применением ПУТ, где начато применение этой технологии в мае 2009 г. на доменной печи №1 объемом 3000 м^3, затем еще на двух печах объемом 1386 и 1719 м^3.

На комбинате создан комплекс пылеприготовления и вдувания ПУТ по проекту и при участии немецкой фирмы «Kuttner», предусматривающий измельчение угля до заданной крупности 0,06-0,1 мм в эффективной валковой дробилке, возможности увеличения расхода пыли до 200 кг/т чугуна, совместное вдувание пыли и кислорода через коаксильные горелки при расходе кислорода до 170 м^3/мин и его давлении 0,12 МПа [13]. Вид коаксиальной грелки внутри фурмы доменной печи представлен на рис. 1 [14]. Подобные комплексы применения ПУТ сооружены на ПАО «Запорожсталь» и ММК им. Ильича. Основные технологические условия для успешного применения ПУТ были обеспечены улучшением качества кокса за счет коксования трамбованной угольной шихты в коксовых печах батарей №9 и 10 коксохимического предприятия ПАО «Алчевсккокс» [5].

Повышение плотности угольной шихты, состоящей на 60 % из недефицитных газовых углей, от 0,75 до 1,15 т/м^3, достигнуто путем послойного уплотнения угля падающими молотками в камерах трамбовочно-загрузочно-выталкивающих машин (ТЗВМ).

Благодаря увеличению плотности шихты, оптимизации режимов ее коксования, внедрению сухого тушения кокса, рациональной его механической обработки, значительно улучшены основные показатели качества скипового кокса (табл. 1). Повышение содержания железа в шихте, уменьшение выхода шлака до 311-365 кг/т способствовало улучшению газодинамических условий доменной плавки. В связи с этим расход ПУТ в отдельные периоды удавалось повышать до 160-170 кг/т, однако при эпизодических ухудшениях качества кокса снижались газодинамические и дренажные свойства коксовой насадки, что вызывало нарушения теплового со-

стояния печи, массовое горение воздушных фурм, высокие текущие простои, потери производства чугуна.

По данным исследований, проведенных в доменном цехе АМК [6], при вдувании ПУТ в количестве 130-160 кг/т чугуна следует учитывать:

– увеличение тепловых нагрузок на системы охлаждения доменных печей, увеличение износа футеровки горна, возрастание количества прогаров холодильников шахты и заплечиков, а также учащение горения воздушных фурм;

– увеличение тепловых потерь и расхода кокса на их покрытие более чем вдвое – от 16 до 37 кг/т чугуна;

– повышение роли загрузочных устройств в организации осевого газового потока, в регулировании радиального распределения шихты со значительно возросшей долей в ней массы железорудных материалов.

В существующих условиях устойчивый, ровный ход доменных печей возможен при умеренных расходах ПУТ (140-145 кг/т). Увеличение расхода ПУТ до 170-200 кг/т чугуна достижимо при дальнейшем повышении качества шихтовых материалов, увеличении температуры дутья, степени обогащения его кислородом и др.

В доменном цехе ПАО «Запорожсталь» (три доменные печи объемом по 1513 м^3) с 2010 г. постепенно создавались необходимые условия для эффективного применения ПУТ и по итогам 2013 г. расход этого заменителя кокса составил 151 кг/т, удельный расход кокса сократился с 506 до 381 кг/т чугуна, что является одним из лучших достижений на Украине (см. табл. 1).

Применение кокса улучшенного качества ПАО «Запорожкокс» (несколько уступающего качеству кокса других предприятий – см. табл. 1), а также кокса коксохимических заводов Донбасса (в т.ч. марки «Премиум»; кокса, полученного из трамбованной шихты ПАО «Авдеевский коксохимический завод»), использование богатого по железу агломерата с умеренным содержанием мелочи, оптимизация температурно-тепловых параметров доменной плавки путем увеличения температуры дутья до 1138 °С, обеспечили достижение высоких показателей по расходу кокса и удельной производительности доменных печей, которая составила 2,02 т/м^3·сутки. Суточное производство чугуна за четыре года применения ПУТ повысилось на 18,4 % – от 7719 до 9139 т.

Примечательным для этого предприятия является высокое качество ПУТ (А – 7,7 %, S – 0,26 %, летучие вещества – 20,2 %, W – 1 %), что при оптимальной степени измельчения угля (0,06-0,1 мм) и эффективном его сжигании в фурменных очагах при помощи угольно-кислородных горелок обеспечило достаточно высокий коэффициент замены кокса углем (0,92-1 кг/кг угля) [11].

Это согласуется с формулой, предложенной Ю.С. Васильевым [10], согласно которой коэффициент замены кокса углем определяется следующим образом:

$$K_з = 1{,}48 - 0{,}66\left(\frac{A_{ПУТ}}{A_К}\right),$$

где в скобках дано соотношение зольностей угля $A_{ПУТ}$ и кокса $A_К$.

Для рассматриваемых условий $K_З$=1,48-0,66··(7,7/11)=1,018 кг/кг угля.

ММК им. Ильича. Пять доменных печей комбината с общим полезным объемом 8635 м^3 и суточной выплавкой чугуна более 15 тыс. т используют ПУТ при его расходе 136,7-154,4 кг/т и удельном расходе кокса 378,8-395,4 кг/т чугуна.

Только в этом доменном цехе из четырех, приведенных в табл. 1, есть на всех печах подбункерный отсев мелочи из агломерата, и в скиповом, дополнительно просеянном агломерате, содержание мелких фракций не превышает 9 % (при контроле выхода мелочи на аглофабрике – 13,7 %). Показатели гранулометрического состава скипового кокса, в основном марки «Премиум» ПАО «Авдеевский коксохимический завод», дополнительно улучшены за счет увеличения ширины щелей нижних сеющих решеток коксовых грохотов с 25 до 28-32 мм.

Этим созданы необходимые газодинамические условия для обеспечения вдувания ПУТ в указанных количествах и сокращения расхода кокса на 125-140 кг/т чугуна.

По данным наиболее обстоятельных исследований [7 и др.] (выполненных в апреле-июне 2013 г. на доменной печи №5), расход ПУТ достигал 171,3 кг/т, удельный расход кокса снижался в этот период до 364 кг/т чугуна – на 155 кг/т, суммарный коэффициент замены кокса углем составлял 1,04 кг/кг, чему способствовали не только «компенсационные факторы», но и высокое качество угля (А – 7,65; S – 0,38; летучие вещества – 18 %). На долю факторов компенсации приходится 34 кг/т из общей экономии кокса 155 кг/т и значение суммарного коэффициента замены распределяется, соответственно, как 0,2 и 0,84 кг/кг угля.

Особенностями новой технологии являются:

– прекращение вдувания природного газа (37 $м^3$/т) вызвало увеличение на 153 °С теоретической температуры горения у фурм, повышение температуры продуктов плавки, снижение выхода горновых газов на 57 $м^3$/т чугуна;

– внедрение комплексных мероприятий способствовало значительному (20 %) повышению удельной производительности доменных печей, что обусловлено также крайне низким ее исходным, базовым уровнем – 1,42 т/$м^3$·сутки;

– снижение прихода серы от 6,8 до 4,7 кг/т чугуна в связи с уменьшением расхода кокса, снижением содержания серы в коксе и ПУТ, позволило снизить основность шлака до 1,16-1,17 ед., дополнительно экономить на этом кокс и выплавлять при этом низкосернистый чугун (S – 0,02 %).

Выводы

1. В доменных цехах четырех металлургических предприятий Украины с производственной мощностью более 14 млн. т чугуна в год (более 40 % от общей выплавки чугуна в стране) успешно освоена технология доменной плавки с применением ПУТ в количестве 142,3-172 кг/т чугуна при сокращении удельного расхода кокса до 378,8-381 кг/т (от исходных 510-520 кг/т), что стало возможным благодаря, в основном, улучшению качества кокса в модернизированных процессах его производства, а также использованию других компенсационных факторов. Общий расход топлива (К+ПУТ+КО) составил 532-544,8 кг/т чугуна.

2. Для увеличения расхода ПУТ до 180-200 кг/т, сокращения расхода кокса до 320-350 кг/т чугуна, необходимо:

– дальнейшее улучшение показателей качества кокса, агломерата, окатышей, вдуваемого угля до уровня, приближенного к зарубежным, выше рассмотренным достижениям;

– увеличение температуры дутья до 1150-1200 °С, повышение степени обогащения его кислородом до 25-30 %;

– внедрение технологии специальной подготовки кокса по фракционному составу перед загрузкой в доменные печи, предусматривающей доизмельчение крупных фракций более 80 мм, тщательный отсев фракций менее 25-40 мм, выделение из них коксового орешка крупностью 10-25(40) мм и использование его в доменной плавке;

– повышение давления колошниковых газов в доменных печах до 0,15-0,2 МПа, что является весьма важным при недостаточной газопроницаемости шихтовых материалов.

Особой проблемой является обеспечение равномерного распределения ПУТ по отдельным фурмам. Существующая неравномерность окружного распределения ПУТ вызывает серьезные нарушения газодинамики и дренажной способности коксовой насадки в фурменной зоне.

Список литературы

1. Перспективы применения пылеугольного топлива в доменных цехах Украины и России / С.Л. Ярошевский, А.А. Минаев, А.Н. Рыженков и др. // Сталь. – 2008. – №2. – С. 5-10.
2. Полная и комплексная компенсация повышения эффективности пылеугольной технологии / Ю.В. Филатов, А.В. Емченко, В.П. Ивлев и др. // Черная металлургия. – 2010. – №10. – С. 23-30.
3. Требования к качеству кокса для доменной плавки с использованием пылеугольного топлива и промышленный опыт производства такого кокса в Украине / А.Н. Рыженков, А.И. Гордиенко, Е.Т. Ковалев, И.В. Шульга // Металлургические процессы и оборудование. – 2008. – №1. – С. 16-22.
4. Повышение горячей прочности кокса (CSR) за счет изменения состава угольной шихты КХП ОАО «МК «Азовсталь» / Р.В. Ковальчик, А.А. Томаш, В.П. Тарасов и др. // Тр. межд. науч.-техн. конф. «Пылеугольное топливо – альтернатива природному газу при выплавке чугуна». – Донецк: ООО «Технопарк ДонГТУ «УНИТЕХ», 2006. – С. 117-126.
5. Теория и практика производства доменного кокса высокого качества из трамбованных шихт пониженной спекаемости / Е.Т. Ковалев, Ю.С. Васильев, В.М. Кузниченко и др. // Углехимический журнал. – 2009. – №3-4. – С. 20-25.
6. Опыт и перспективы применения пылеугольного топлива на доменных печах Украины / В.И. Большаков, А.Л. Чайка, В.В. Лебедь, А.А. Сохацкий // Металл и литье Украины. – 2013. – №10. – С. 5-10.
7. Зинченко Ю.А., Струтинский В.А. Освоение технологии вдувания пылеугольного топлива при производстве чугуна на ПАО «ММК им. Ильича» / Металл и литье Украины. – 2013. – №10. – С. 11-14.
8. Теоретические и экспериментальные основы подготовки кокса к доменной плавке / А.Л. Подкорытов, А.М. Кузнецов, С.Л. Ярошевский, А.В. Кузин // Металлург. – 2009. – №6. – С. 34-37.
9. Ярошевский С.Л., Хлапонин Н.С. Качество шихты доменных печей, работающих с применением пылеугольного топлива / Металлургические процессы и оборудование. –

2008. – №2. – С. 12-15.
10. Васильев Ю.С., Дроздник И.Д. Сырьевая база для технологии вдувания ПУТ в доменные печи заводов Украины / Металлургические процессы и оборудование. – 2008. – №1. – С. 7-10.
11. Blast Furnace Coke from China and Japan / D.T. Okun, J.A. Hillman, M.E. Miller, S. Koplan / Invs. Nos. 731-TA-951-952 USITC. Pub.3619. – 2003. – Aug. – 66 p.
12. Peters M., Korthas B., Schmöle P. The Past, Present and Future of Pulverized Coal Injection at ThyssenKrupp Steel AG / Proc. of 36th McMaster University Symposium on Iron and Steelmaking, Hamilton, Ontario, Canada, September 2008. – Ontario, 2008. – P. 14-29.
13. Плискановский С.Т., Бочка В.В., Ступак Ю.А. Основные направления совершенствования технологии приготовления и вдувания пылеугольного топлива / Металлургические процессы и оборудование. – 2006. – №4. – С. 28-31.
14. Schott R., Schumacher M. Modellierung von effizientem Kohlenstaubeinblasen in den Hochofen mittels der Oxycoal-Technik (Modeling of efficient pulverized coal injection into the blast furnace by means of the Oxycoal technology) / Stahl und Eisen 134. – 2014. – No.5. – P. 29-38.

I.M. Mishchenko /Cand. Sci. (Eng.)/, Y.Y. Aslamova
Donetsk National Technical University (Donetsk)

THE STATE AND PROSPECTS OF PULVERIZED COAL USE IN BLAST FURNACE SHOPS OF METALLURGICAL ENTERPRISES OF UKRAINE

Background. *Ensuring the competitiveness of steel products is possible due to decrease in specific consumption of metallurgical coke by replacing it with pulverized coal fuel (PCF). Development of technology of blast smelting with the use of PCF is relevant to metallurgical enterprises. The objective of this work is the analysis and generalization of results of PCF injection technology, identifying factors to improve its efficiency, with particular attention paid to improving the quality of coke.*
Materials and/or methods. *The task was solved by the method of tactical analysis. The application of this method of research allowed detailing the overall situation of the PCF use and identifying key factors of improving the effectiveness of this technology at metallurgical enterprises of Ukraine.*
Results. *In the course of the study it is found that blast furnace workshops of four metallurgical enterprises of Ukraine with a production capacity of more than 14 million tons/year are developing a technology of using pulverized coal in the amount of 142.3-172 kg/t of pig iron while reducing specific consumption of coke to 378.8-381 kg/t. In the blast furnace shop of PJSC "Donetsksteel" – Metallurgical Plant" it was possible to increase the effectiveness of PCF injection technology by improving the quality of coke ("Premium" mark), the quality of ironstone part of the charge, the optimization of blast-furnace smelting parameters with the exception of natural gas from the combined air blast composition. In the blast furnace shop of PJSC "Alchevsk Iron and Steel Works" to improve the efficiency of the PCF injection the complex of pulverized coal injection is created, and the quality of coke is improved due to coking of tamped coal charge. In the blast furnace shop of PJSC "Zaporizhstal" PCF flow is 151 kg/t, specific consumption of coke up to 381 kg/t of pig iron, which is one of the best achievements in Ukraine In the blast furnace shop of PJSC "Ilyich Steel and Iron Works" (Mariupol) PCF flow is 136.7-154.4 kg/t and specific consumption of coke is 378.8-395.4 kg/t of pig iron. The necessary dynamic conditions for pulverized coal injection are created at the enterprise.*
Conclusion. *Improving the efficiency of PCF injection is possible by improving coke quality and the use of other compensatory factors. To increase the flow of pulverized coal in the conditions of Ukrainian enterprises up to 180-200 kg/t it is necessary to: further improve the quality indicators of the components of the BF charge; increase the blast temperature up to 1150-1200 °C, increase the degree of its oxygen enrichment to 25-30%; prepare coke by its fractional composition before loading into the blast furnace; increase the pressure of furnace top gases in blast furnaces to 0.15-0.2 MPa; ensure uniform PCF distribution on the tuyeres.*

Keywords*: blast furnace, pulverized coal fuel, complex compensation, coke quality.*

Статья поступила 23.01.2016 г.
© И.М. Мищенко, Я.Ю. Асламова, 2016
Рецензент д.т.н., проф. С.М. Сафьянц

УДК 62-133.2+669

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

ЭНЕРГОЗАТРАТЫ УДАРНЫХ ДРОБИЛОК С ЖЕСТКИМ И ШАРНИРНЫМ КРЕПЛЕНИЕМ БИЛ К РОТОРУ

Приведены результаты исследований энергозатрат на дробление при сравнительном анализе ударных дробилок с жестким и шарнирным креплением бил к ротору. Выявлена высокая эффективность работы роторных дробилок по сравнению с молотковыми.

Ключевые слова: *роторная дробилка, молотковая дробилка, била, энергия удара.*

Постановка проблемы

При подаче кусковых материалов в дробилку ударного типа с шарнирным подвесом бил, по аналогии с молотковой дробилкой, некоторое количество энергии расходуется на отклонение молотков от своего радиального положения, в результате чего происходит снижение эффективности процесса дробления и коэффициента полезного действия машины. Это обусловлено тем, что импульс от удара по материалу передается молотку и энергия, направленная на разрушение, частично расходуется на преодоление сил инерции молотков и трения в шарнирах в местах их креплений к ротору. В роторных дробилках с жестким креплением бил такое явление отсутствует, поэтому рациональным является рассмотрение процессов, влияющих на перераспределение энергии в этих двух типах машин и их сравнительном анализе.

Анализ последних исследований и публикаций

Вопросы подготовки сырья к агломерации, связанные с диспергированием многообразных компонентов в различных мельницах и дробилках, с точки зрения получения оптимальной крупности являются основополагающими вследствие своего прямого, существенного влияния, как на производительность процесса агломерации, так и товарных свойств готового агломерата, пригодного к доменной плавке [1].

В настоящее время при дроблении флюсов, в т.ч. и известняка, в агломерационном производстве используют молотковые дробилки ударного действия с шарнирно подвешенными молотками [2]. В таких конструкциях из-за нежесткого крепления бил (молотков) происходит потеря эффективности разрушения материала за счет отклонения молотка при соударении его с кусками. В результате этого электроприводом машины расходуется лишняя энергия на устранение отклонения молотка от своего радиального положения, вызванного поворотом на некоторый угол в процессе дробления. Кроме того, существенно ухудшаются условия диспергирования разрушаемого сырья, вызываемого нежестким контактом молотков, и самого материала при взаимном ударе, когда не вся энергия, накопленная массой вращающегося ротора, переходит в энергию разрушения материала, что, в свою очередь, снижает коэффициент полезного действия дробильной машины в целом.

Для аналогичных целей существуют и успешно применяются машины с жестким креплением бил ротора – роторные дробилки [2], преимуществом которых, по сравнению с молотковыми дробилками, является больший коэффициент полезного действия. В них контактный удар с разрушаемым материалом осуществляется гораздо большей массой вращающегося ротора за счет его значительного момента инерции при меньшем числе кинематических пар из-за отсутствия шарнирных подвесов бил, что существенно повышает эффективность процесса дробления.

Однако, наряду с достоинствами, роторным дробилкам присущи недостатки, главный из которых – низкая стойкость рабочих поверхностей бил. Причина этого кроется в невозможности их отклонения при контакте с недробимыми предметами из-за жесткого крепления с ротором, из-за чего концентрация воздействия разрушающих усилий на билы ротора существенно возрастает и резко снижает ресурс их работоспособности.

Известно высокое влияние эффективности дробления кусковой извести перед вводом ее в аглошихту на показатели процесса спекания [2,3]. Добавка 3 % извести в шихту, состоящую из 100 % концентрата, приводит к повышению вертикальной скорости спекания на 37 % и уве-

личению выхода годного агломерата на 64 %. Кроме того, при добавке 2 % CaO в шихту, содержащую 30 % концентрата, производительность возрастает на 25 %, а при 20 % концентрата в шихте такой же расход извести увеличивает производительность процесса лишь на 15,7 % [4]. Отсюда следует, что оптимальный расход извести в шихту обеспечивается при большем содержании в ней тонких фракций. Количество извести, расходуемое в шихту, определяется и крупностью самой извести. Для достижения оптимальной производительности аглопроцесса при содержании 40 % мелкой железной руды и высокой дисперсности вводимой извести (90 % класса -0,074 мм) оказывается достаточным ее содержание в шихте не более 1 % [5].

Для условий аглофабрики металлургического комбината ПАО «Запорожсталь» (60 % концентрата в железорудной части шихты и крупности извести 3-12 мм) наибольшая производительность агломашины достигается при 5,7 % извести в шихте [2]. Сопоставление полученных значений оптимального содержания извести в шихте с крупностью извести показывает, что, чем мельче известь, тем ниже уровень ее оптимального расхода в шихту.

Помимо показателей активности материала важнейшим фактором, определяющим технологическую ценность негашеной извести, является тонкость ее помола. Однако показатели удельной поверхности частиц, по которым принято оценивать качество продукта, дают далеко неполное представление о его реологическом потенциале при взаимодействии с другими веществами.

Ударное измельчение не имеет подобных недостатков. Быстрый удар на скоростях больше 50 м/с дает наивысший выход частиц требуемого размера – до 90 % при полном отсутствии остатка на сите №008. Это значит, что мельницы быстрого удара, в принципе, более эффективны для помола такого материала как негашеная известь. Расход энергии в динамических измельчителях, по сравнению с традиционно используемыми шаровыми мельницами, в несколько раз меньше, а, благодаря более равномерному зерновому составу, технологические характеристики получаемого продукта выше [6].

Таким образом, условия наложения ударной нагрузки при дроблении извести может привести к существенному экономическому эффекту, достигаемому как за счет улучшения качества готового агломерата, так и повышения производительности процесса агломерации, что является технически достижимым при более мелком гранулометрическом составе и определенных условиях технологии дробления. Однако, существенного внимания для совершенствования конструкций дробилок для этого в настоящее время практически не уделяется.

Цель (задачи) исследования

Целью данной работы является определение сравнительного влияния наложения ударных нагрузок на материал с жестким креплением бил к ротору, как это реализовано в роторных дробилках, и с шарнирным креплением в конструкциях молотковых дробилок. Для этого необходимо решить задачу определения затрат энергии на дробление, расходуемой при жесткой заделке бил в роторной дробилке и при шарнирном подвесе в молотковой дробилке.

Основной материал исследования

Сравнительный анализ энергозатрат ударных дробилок с жестким и шарнирным креплением бил к ротору заключается в сопоставлении эффективности работы роторных и молотковых ударных дробилок на основе определения изменения кинетической энергии молотка до и после удара с дробимым материалом различной массы при жестком и шарнирном креплении молотка на валу ротора. В случае шарнирного крепления импульс от удара по материалу передается молотку, что вызывает его отклонение от первоначального положения. Это уменьшает количество энергии, направленной на разрушение материала. При жестком креплении энергия удара более целенаправленно идет на работу разрушения.

Кинетическая энергия механической системы дробилки претерпевает многочисленные трансформации, сопровождающиеся различными явлениями, большая часть которых является неизбежными и могут рассматриваться как полезные, бесполезные или вредные. Для процесса измельчения характерно, что в качестве полезной можно считать относительно малую, варьирующуюся величину, вероятно менее 1 % общего расхода энергии.

Некоторая часть полезно затраченной энергии непосредственно расходуется на приложение ударной нагрузки к измельчаемому материалу до предела его разрушения, остальная доля энергии, используемая для поддержания работы, аккумулируется различными способами и, с точки зрения измельчения, теряется. Микромеханизм измельчения определяется физическими свойствами, размерами, геометрией столкновений и относительной скоростью соударяющихся элементов. Полезная энергия расходуется, главным образом, на образование новой поверхности, а также на теплоту, выделяющуюся при

трении между частицами и дробящими поверхностями.

При рассмотрении действия одиночных ударов молотков дробилки в момент взаимодействия рабочих органов с частицей известняка, когда противодействием молоткам является инерция кусков, делается допущение, что между сырьем и молотком возникает совершенно неупругий, прямой центральный удар. Кинематические схемы такого процесса представлены на рис. 1.

При ударе шарнирно закрепленный молоток массой m о кусок материала массой μ отклоняется на некоторый угол α, при этом скорость снижается с V_0 до V_k [7], т.е. скорость молотка после удара составит:

$$V_k = \frac{m \cdot V_0}{\mu + m}.$$

С целью визуального сравнения энергозатрат при жесткой и шарнирной подвеске бил ротора, приведена графическая зависимость кинетической энергии молотка от размеров фракций кусков извести, подаваемых на дробление на рис. 2.

Из анализа полученной зависимости следует, что роторные дробильно-измельчительные машины ударного действия с жестким креплением бил ротора, с точки зрения энергосбережения, являются более предпочтительными, чем молотковые дробилки с шарнирным креплением молотков. Причем, с увеличением фракционного состава материала, подаваемого на дробление, кинетическая энергия молотка, передаваемая кускам сырья, резко падает. При наибольшей крупности известняка происходит максимальная потеря кинетической энергии молотка во время соударения, которая может достигать до 10,6 %.

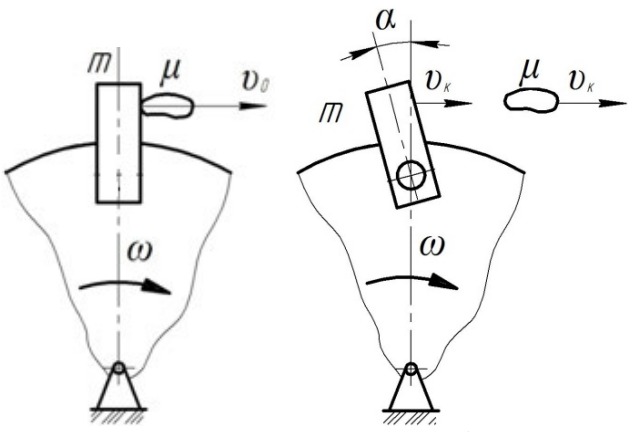
Данные об исследовании важнейших показателей дробилки указывают на увеличение эффективности ее работы за счет более полного использования площади рабочих поверхностей отбойной плиты. Такой эффект достигается при работе вибрационного питателя с подачей около 368 т/ч при скорости транспортировки сырья около 0,33 м/с. Полученные данные рационально использовать на этапе задания геометрических параметров дробильно-измельчительной машины.

Т.к. крепление молотков осуществляется не жестко, из-за обеспечения им возможности предохранения от попадания недробимых тел, при ударе они отклоняются, вызывая некоторое снижение эффективности процесса диспергирования извести. В этом случае электроприводу машины приходится потреблять из сети большую энергию, которая расходуется на восстановление положения молотков в радиальное положение под влиянием центробежных сил. При этом, суммарное действие импульса удара единой массы вращающихся молотков сильно теряется в шарнирах, а полезная работа разрушения преобразуется во вредные силы сопротивления, вызывающие нагрев элементов шарниров и иных частей дробилки.

В идеале, доля расхода энергии, идущая на создание напряжения в частице, является независимой переменной в соотношении системы «энергия-разрушение». С процессом, вызывающим разрушение и его последствиями неизбежно связаны такие факторы как: гибкая и пластическая деформация, кинетическая энергия частиц, получающихся в результате разрушения, нерациональная ориентация рабочих поверхностей ударных элементов машины и возможные смещения в кристаллической решетке дробимого материала.

Израсходованная таким образом энергия имеет такое же отношение к разрушению, как и численно меньшая энергия, затраченная на образование новой поверхности. Дополнительно к этому, частицы могут получать удары или в них могут создаваться напряжения, недостаточные для разрушения, в результате чего энергия рассеивается, часть ее может быть передана другим частицам в виде напряжений или аккумулирована как остаточная энергия напряжения. Кроме того, энергия различным образом частично поглощается дробящей средой, без чего процесс дробления не смог бы продолжаться, так что эта энергия способствует разрушению, хотя и опосредованно.

При правильном анализе расхода энергии в процессе измельчения из общего расхода должны быть вычтены трансмиссионные потери,



а б

Рис. 1. Кинематические схемы для определения кинетической энергии: *а* – жесткая заделка; *б* – шарнирная подвеска

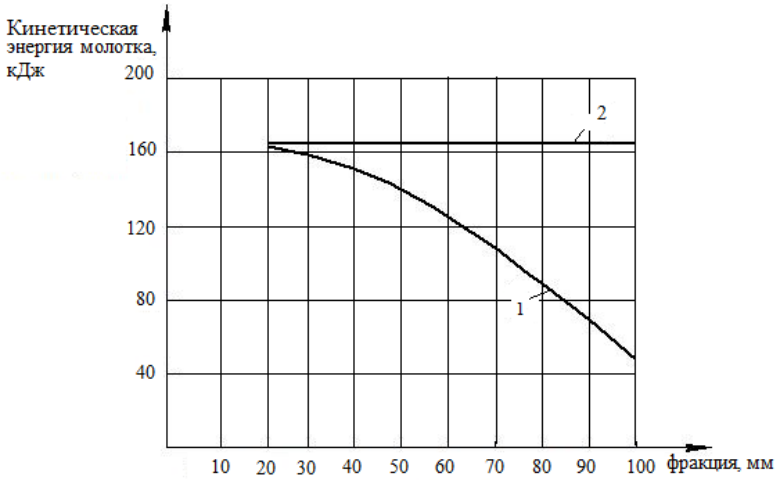


Рис. 2. Зависимость кинетической энергии молотка при соударении с материалом:
1 – шарнирно подвешенный молоток; *2* – жесткая заделка

а остаток будет представлять полезно затраченную энергию.

На данном этапе пока не представляется возможным указать относительные значения различных уровней перераспределения энергии, однако возможно утверждать, что преобладающее ее количество рассеивается в виде теплоты.

Учитывая имеющийся такой класс машин с жестким подвесом бил к ротору, как роторные дробилки, проблему повышения эффективности измельчения извести можно решить путем набора отдельных молотков между собой в массивный пакет, где будет реализован принцип наилучшего использования кинетической энергии за счет более жесткого удара. Такой подход хорошо согласуется с общепринятыми направлениями совершенствования оборудования аглодоменного производства [8].

Главным позитивным свойством, в сравнении с молотковыми дробилками, в данном случае, достигается повышение коэффициента полезного действия именно передачей ударного воздействия бил на подаваемые куски извести суммарной кинетической энергией вращающегося ротора, вследствие гораздо большего по значению момента инерции, снижения количества кинематических пар в шарнирных подвесах бил или даже полного их отсутствия. Тогда эффективность процесса дробления значительно увеличивается.

Сравнительные затраты энергии на дробление извести при жесткой, комбинированной (при количестве молотков в ряду – 12) и шарнирной подвеске молотков от размеров кусков известняка показаны в табл. 1.

Основным преимуществом реализации такого технического решения является существенная простота, что в условиях действующего производства является одним из основных ведущих принципов совершенствования существующих технологий и конструкций как самих машин, так и оборудования в целом.

Удельное потребление энергии на дробление за счет увеличения концентрации динамического (силового) воздействия значительно меньше. При этом достигается более равномерный зерновой состав извести по фракциям в готовом продукте.

Типовая конструкция молотковой дробилки известняка показана на рис. 3. Внутри рабочей камеры дробильно-измельчительной машины известняк подвергается многократному воздей-

Табл. 1. Кинетическая энергия молотков при ударе

Фракция известняка, мм	При креплении молотка, 10^6 Дж		
	жестком	шарнирном	комбинированном
20	6,637	0,552	6,6364
30		0,551	6,6349
40		0,548	6,6318
50		0,543	6,6267
60		0,536	6,6191
70		0,526	6,6087
80		0,513	6,5947
90		0,497	6,5769
100		0,478	6,5547

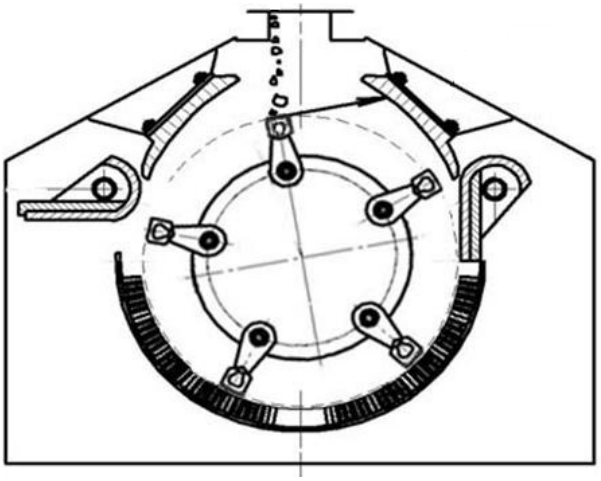


Рис. 3. Типовая конструкция молотковой дробилки извести

ствию молотков ротора и отбойных плит, в результате чего достигается необходимая крупность. Один из простых путей повышения эффективности работы дробилки состоит в увеличении оборотов вращения ротора, однако при этом сильно возрастают вибрационные нагрузки из-за невозможности в полной мере выполнить уравновешивание ротора. Поэтому такой метод практически не нашел применения в производстве вследствие существенной сложности балансировки ротора и низкой степени устойчивого воздействия такого процесса.

Основополагающую роль для эффективного процесса диспергирования материала играет процесс трещинообразования. Резкое развитие трещины способно вызывать значительное увеличение напряжения при последовательных актах разрушения. Такое прогрессивное распространение трещины требует незначительного расхода энергии; трещина развивается медленно до тех пор, пока приток энергии в трещину от освободившегося силового поля не превысит работы, необходимой для образования новой поверхности, тогда трещина становится неустойчивой и скорость процесса увеличивается. Таким образом, для идеально твердого тела баланс энергии, относящийся к разрушению, заключается в равенстве уменьшения энергии упругости и повышения поверхностной энергии в сумме с кинетической энергией.

Скорость распространения трещины в хрупком теле возрастает с ростом напряжения и приближается к предельному значению, составляющему от 1/3 до 1/2 скорости волны. С повышением температуры и давления спектр свойств смещается от хрупкого разрушения через срезающие нагрузки до пластической деформации.

Медленное приложение усилий ведет к меньшей пластической деформации перед разрушением и требует меньшего усилия для разрушения, чем быстрое приложение. С увеличением ударной скорости резко возрастает площадь поверхности на единицу затраченной энергии, вплоть до максимума, затем постепенно снижается. Оптимальная скорость находится в пределах 40-120 м/с в зависимости от направления удара и от исходных размеров кусков материалов, подвергающихся диспергированию.

Для дальнейших исследований перспективным направлением является метод комбинационного синтеза дробильно-измельчительных машин ударного действия, направленный на реализацию сочетания достоинств в одном устройстве машин роторного и молоткового типов на основе математического моделирования [9]. В настоящее время такие работы проводятся в Донбасском государственном техническом университете с привязкой к агломерационному производству ПАО «Алчевский металлургический комбинат». При этом планируются и проводятся экспериментальные исследования как на физической модели молотковой дробилки, так и на промышленном образце.

Выводы

1. Энергия удара шарнирно подвешенного молотка в молотковой дробильно-измельчительной машине значительно снижается при возрастании крупности исходного материала, а при жесткой заделке остается постоянной.

2. Эффективность дробления извести при относительно большом числе жестко зафиксированных молотков практически соответствует эффективности роторной дробилки.

3. При разрушении приложенные силы должны быть равны или превышать некоторый порог, увеличивающийся с размером частиц, причем, по мере уменьшения размера частиц, среднее напряжение, требуемое для разрушения, увеличивается. Таким образом, с уменьшением размера частиц их прочность возрастает, что объясняется теорией «наиболее слабого звена», в которой при случайном распределении дефектов сокращение их количества на частицу резко снижается.

4. Одним из направлений совершенствования технологии дробления извести и рационализации конструкций молотковых дробилок является комбинирование жесткого крепления нескольких молотков в наборе, в количестве, определяемым опытным путем с учетом требований к фракционному составу готового продукта.

Список литературы

1. Еронько С.П., Удинцов Р.А., Левченко О.А.

Моделирование процесса измельчения материала на одновалковой зубчатой дробилке / Металлургические процессы и оборудование. – 2012. – №1. – С. 17-23.
2. Власенко Л.А., Левченко Э.П. Структурный анализ процесса диспергирования известняка в агломерационном производстве / Сб. науч. тр. ДонГТУ. – Алчевск: ДонГТУ, 2015. – Вып.44. – С. 82-86.
3. Miller K.I. SIDOR's experience with direct reduction / Iron and Steel Engineering. – 1982. – No.9. – P. 25-32.
4. Didier A., Gerbe J.L., Temoin F. Addition de chaux a l'aggomeration sur grille / Revue de Metallurgie. – 1980. – No.8-9. – P. 665-674.
5. Масауси О. Спекание мелкой руды с добавлением негашеной извести / Тэцу то хаханэ. – 1980. – Т.66, №11. – С. 673.
6. Липилин А.Б., Векслер М.В., Коренюгина Н.В. Ударный помол как действенное средство снижения себестоимости производства негашеной извести / Сухие строительные смеси. – 2010. – №6. – С. 32-33.
7. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: учебн. для втузов – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1986. – 416 с.
8. Tonomura S. Outline of Course 50 / Energy Procedia. – 2013. – Vol.37. – P. 7160-7167.
9. Features of mathematical modelling of mechanical processes of metallurgical machines / E.P. Levchenko, D.A. Vishnevsky, D.A. Vlasenko et al. // Modern problems of theory of machines. SEC "MS". – North Charleston: CreateSpace, 2016. – No.4(1). – 210 p.

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

COMPARATIVE ANALYSIS OF ENERGY CONSUMPTION OF SHOCK CRUSHERS WITH HARD AND HINGED FASTENING OF BEATS TO THE ROTOR

Background. *The analysis of the process of lime crushing in hammer mills and the development of improved processes of crushing, allowing maximum use of the crash pulse of a rotating system of hammers for more effective destruction, is an urgent scientific task aimed at increasing the efficiency of crushing and grinding machines. The objective of this paper is to determine the comparative effect of imposing shock loads on the material with hard fastening of beats to the rotor, as implemented in rotary crushers, and with hinged fastening as it is in hammer mills.*
Materials and/or methods*. A significant effect of the fractional composition of lime supplied to the charge for sinter production with the best consumer properties is revealed through analytical review. Based on the definition of kinetic energy the research results of energy consumption for crushing are presented at a comparative analysis of shock crushers with the hard and hinged fastening of beats to the rotor. The high efficiency of rotary crushers is revealed as compared with hammer crushers. The effectiveness evaluation of the considered variants of the suspension through the method of comparative analysis of the kinetic energy consumption for lime crushing have shown high efficiency of use of a hard anchorage.*
Results*. A new concept of increasing the rigidity of the system of shock elements of the hammer mill suspension is proposed, which has a number of advantages. First, the shock energy of a hinged hammer decreases substantially with increasing the chunk size of the crushed material, while with the hard fastening it remains constant. Efficiency in the initial stage of crushing, using a rotary crusher, with the hard fastening of beats will be unchanged. Secondly, shock crushers with hard anchorage are more efficient than hammer mills, but their drawback is the rapid wear of the working bodies. Third, a promising way of crushing to improve the quality of limestone is the synthesis of new crushers designs, which combines hard fastening of beats with the possibility of their protection from destruction, as in hammer mills, due to the loss of beats rigidity during their contact with non-crushable bodies.*
Conclusion*. Based on the definition of kinetic energy the research results of energy consumption for crushing are presented at a comparative analysis of shock crushers with the hard and hinged fastening of beats to the rotor.*

Keywords*: rotary crusher, hammer mill, beat, shock energy.*

Статья поступила 06.03.2015 г.
© Д.А. Власенко, О.И. Павлиненко, Э.П. Левченко, 2016
Рецензент д.т.н., проф. С.П. Еронько

УДК 669.02/09-036.074

В.Г. Артюх /д.т.н./, М.О. Беляев
ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Петра Великого» (Санкт-Петербург)
Е.Н. Сорочан
ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет» (Мариуполь)

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ МАЛОГАБАРИТНЫХ АМОРТИЗАТОРОВ ДЛЯ РОЛИКОВ РОЛЬГАНГОВ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

Продемонстрировано существенное увеличение функциональной прочности узла ролика рольганга прокатного стана путем рационального выбора параметров малогабаритного амортизатора (буфера-адаптера). При этом габариты узла не меняются, затраты на реконструкцию малы. Подтверждена возможность управления нагрузками в узле подшипника без изменения технологических параметров процесса, выполняемого прокатным станом.

Ключевые слова: *металлургическая машина, ролик рольганга, паразитные нагрузки, амортизатор, защита от поломок, энергоемкость, прокатный стан.*

Постановка проблемы

Металлургические машины обладают высокими параметрами по нагрузкам, размерам и скоростям исполнительных органов. Количество аварий деталей металлургического оборудования велико. Поломки деталей и узлов металлургических машин приводят к миллионным убыткам, связанным как с высокой стоимостью деталей, так и с потерями от простоя высокопроизводительных агрегатов. К подобным деталям относятся узлы подшипников, подушки валков, рамы рольгангов и станины прокатных станов, соединительные шпиндели, зубчатые зацепления и так далее. Так, по цеховым данным, на непрерывном широкополосном стане 1700 комбината «Arcelor Mittal Temirtau» только в чистовой группе клетей разрушается до 50 подшипников в месяц. Это четырехрядные подшипники с коническими роликами; стоимость каждого подшипника составляет около 5000 долларов США.

В ПАО «Мариупольский металлургический комбинат им. Ильича» срок службы таких подшипников (например, конического рольганга толстолистового стана 3000 или приемного рольганга непрерывного широкополосного стана 1700) составляет всего около двух месяцев, что явно недостаточно. В современных конструкциях роликов рольгангов зачастую не предусмотрены места для установки крупногабаритных амортизаторов сжатия или сдвига, поэтому приходится применять малогабаритные амортизаторы, устанавливаемые под наружные кольца подшипников. Грамотный выбор параметров таких амортизаторов позволил бы существенно увеличить функциональную прочность всего узла ролика рольганга.

Анализ последних исследований и публикаций

Общепринятых принципов проектирования амортизаторов для металлургических машин на сегодняшний день нет [1]. В этом направлении допускается много ошибок. Существуют лишь проверенные практикой рекомендации по созданию амортизаторов, которые позволяют избежать грубых просчетов. Такую ситуацию необходимо в корне менять.

Прежде всего, следует решить вопрос о необходимости амортизации в каждом конкретном случае защиты машины от поломок. Амортизировать можно и нужно только паразитные (вредные) нагрузки, которые не нужны для реализации технологии. Эффективность амортизации будет тем выше, чем выше был уровень паразитных нагрузок [2].

Машин и их отдельных узлов, в которых высок уровень паразитных нагрузок, достаточно много. Это прокатные станы и их отдельные узлы, рольганги, моталки, манипуляторы и кантователи. Для всех этих машин в направлении их силовых линий определяется качество K [3]. Чем меньше K – тем больше доля паразитной нагрузки, тем больше возможности амортизации. С внедрением амортизации растет K, а суммарная нагрузка уменьшается. При исходном малом качестве увеличение его может быть весьма существенным. При этом растет доля полезной нагрузки в общей суммарной нагрузке [4].

Основная задача амортизации – это уменьшить максимальную суммарную нагрузку (что можно сделать только за счет паразитных нагрузок) [5]. Универсальным способом амортизации нагрузок является увеличение способности защищаемых систем накапливать упругую потенциальную энергию деформации. Лучшим является вариант повышения энергоемкости системы за счет внедрения в нее амортизатора [6]. При последовательном включении подобного элемента в упругую систему их энергоемкости суммируются, и возможности такой системы по амортизации паразитных нагрузок существенно возрастают.

Подобные задачи успешно решаются на основе применения литьевых конструкционных полиуретанов, обладающих большими значениями удельной энергоемкости [7]. При замене упругих элементов (УЭ) в виде цилиндрических винтовых пружин из пружинных сталей можно увеличить энергоемкость в 2-3 раза; тот же результат может быть получен при замене резинометаллических УЭ на полиуретановые [8]. При замене УЭ из тарельчатых пружин на полиуретановые можно увеличить энергоемкость в 1,5-1,8 раза.

Цель (задачи) исследования

Целью настоящей работы является существенное увеличение функциональной прочности узла ролика рольганга прокатного стана путем выбора рациональных параметров малогабаритного амортизатора, установленного под наружное кольцо подшипника, а также подтверждение возможности управления нагрузками в подшипниковом узле без изменения технологических параметров процесса, выполняемого прокатным станом в целом.

Основной материал исследования

Суть защиты металлургических машин от поломок при помощи амортизаторов, которые применительно к этой функции можно было бы назвать предохранителями-амортизаторами (ПА), заключается в следующем. Один из видов амортизаторов (буфер, демпфер, компенсатор, адаптер или комбинация нескольких видов) устанавливается в силовую линию, в которой высок уровень паразитной нагрузки.

Выбор типа ПА зависит от типа воздействий на упругую систему. Если на упругую систему производится воздействие энергией, то требуемый амортизатор представляет собой буферное устройство; если воздействие осуществляется деформацией, то тип амортизатора – компенсатор, и так далее. При этом существенно изменяется рабочая характеристика машины (или одной из ее силовых линий). Соответственно, уменьшается паразитная нагрузка. Это происходит при каждом нагружении.

Расчет и проектирование ПА преследует две цели: 1) уменьшить уровень нагрузок до приемлемого по условию прочности всех деталей данного узла; 2) обеспечить прочность и долговечность внедренного ПА. В этом случае защита от поломок будет эффективной.

Для достижения первой цели требуется обеспечить упругой системе (через внедрение в нее амортизатора) требуемую рабочую характеристику, т.е. нужно создать ПА с нужной характеристикой. Как правило, эта характеристика ограничена по силе (для обеспечения требуемого ресурса). Энергоемкость ПА должна быть максимально достижимой по допускаемым габаритам устройства, а жесткость его при тех же ограничениях должна быть минимальной. При этом конструктивные особенности ПА не играют никакой роли. В то же время, свойства материала и габариты ПА играют существенную роль.

Для достижения второй цели нужно тщательно исследовать напряженное состояние ПА, в особенности полиуретановых элементов. Здесь результат уже зависит от конструкции амортизатора. Как правило, приходится рассматривать несколько вариантов конструкции и выбирать наилучший (обеспечивающий наименьшие напряжения).

На практике часто приходится решать задачу усовершенствования или модернизации существующей системы амортизации. Как правило, это происходит тогда, когда существующий амортизатор имеет недостаточную энергоемкость, связанную с малой удельной энергоемкостью материала УЭ (резины или пружинной стали). В этом случае основная задача проектировщика – в рамках существующих габаритов гнезда разработать ПА максимальной энергоемкости, сохраняя при этом максимально допустимую нагрузку для машины.

На основании предложенных рекомендаций по проектированию решен ряд задач по созданию ПА, которые были изготовлены и прошли промышленное опробование. Некоторые из них внедрены в производство со значительным экономическим эффектом [9-11]. При этом были выполнены дополнительные исследования характеристик эластомерных материалов [12].

Проиллюстрируем уровень амортизационных свойств устройств, которые могут независимо от внешних воздействий влиять на функциональную прочность деталей силовых линий путем уменьшения возникающих нагрузок и на-

пряжений. Таким образом, ниже рассмотрено изменение функциональной прочности машины, не связанное с изменением технологического процесса. Конкретный объект анализа – ролики конического рольганга ТЛС 3000 ПАО «Мариупольский металлургический комбинат им. Ильича».

Первоначально амортизатор (рис. 1) ролика (адаптер-буфер) был установлен на внешнем кольце подшипника. Появление адаптера вызвано разбиванием посадочных мест (пластической деформацией проема подушки). Причина – высокий уровень контактных напряжений, связанный с излишней жесткостью (а, значит, высокой чувствительностью к геометрическим отклонениям, прежде всего, к точности изготовления) контактирующей пары.

Установка адаптера-буфера улучшает распределение контактных напряжений. Их максимальные значения могут быть уменьшены на порядок. Практика эксплуатации полиуретановых адаптеров на роликах конических рольгангов ТЛС 3000 полностью это подтверждает. После установки адаптеров (полиуретановые кольца толщиной δ=20 мм) разбивание подушек полностью прекратилось. Однако срок службы подшипников практически остался неизменным, хотя эффект уменьшения нагрузки (весьма незначительный) должен проявиться. Он связан с изменением рабочей характеристики силовой линии ролика. Другими словами, эффект амортизации в этой силовой линии связан с уменьшением ее жесткости из-за деформации ПА.

Оценить уменьшение жесткости можно приближенно, учитывая некоторые данные из опыта эксплуатации. Так, например, известно [4], что коэффициенты динамичности для роликов рольгангов прокатных станов очень велики из-за отсутствия амортизации и составляют $K_д$≈40-50. Примем для рассматриваемого случая $K_д$≈40. Тогда в общепринятом выражении

$$K_д = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{ст}}}$$

можно отбросить обе единицы, а $K_д^2$≈40^2≈1600. Итак, $2h/\delta_{ст}$≈1600. Этот вариант соответствует отсутствию амортизации. Если амортизация осуществляется буфером-адаптером, то $\delta_{ст}$ должно возрасти до значения $\delta'_{ст}$:

$$\delta'_{ст} = \delta_{ст} + \delta_a,$$

где δ_a – осадка амортизатора.

Значения $\delta_{ст}$ и δ_a могут быть найдены с точностью, достаточной для качественной оценки. Для определения $\delta_{ст}$ можно считать, что это стрела прогиба валка (рис. 2) длиной l и средним диаметром d от действия сосредоточенной силы $P_{ст}$ (доля веса раската, приходящаяся на один ролик рольганга).

Тогда

$$\delta_{ст} = \frac{P_{ст} \cdot l^3}{48 E I_x},$$

где E=2·10^5 МПа – нормальный модуль упругости для материала ролика (стали); I_x – осевой момент инерции поперечного сечения ролика. Он может быть найден приближенно (если заменить конический ролик эквивалентным цилиндрическим) как $I_x=\pi d^4/64 \approx 0{,}05 d^4$.

Расчетная схема адаптера-буфера показана на рис. 3.

Статическая осадка адаптера δ_a может быть найдена как уменьшение высоты адаптера h при действии на него силы $P_{ст}/2$:

$$\delta_{a1} = \frac{P_{ст} \cdot h}{2 E_{к1} \cdot F_1},$$

$$E_{к1} = E_c (1 + \chi \Phi_1^{\,2}),$$

$$\Phi = \frac{F}{F_b} = \frac{\pi d^2}{4 \pi d h} = \frac{d}{4h}.$$

где $E_{к1}$ – конструктивный модуль упругости для материала адаптера (с ограниченной поперечной деформацией); χ – коэффициент закрепления торцов УЭ; Ф – коэффициент формы УЭ; E_c – модуль упругости эластомера при сжатии; $F_{б1}$=64 см^2 – площадь свободной боковой поверхности УЭ (торцы амортизатора с размерами 16×2 см условно свободны. Фактически торцы амортизатора в

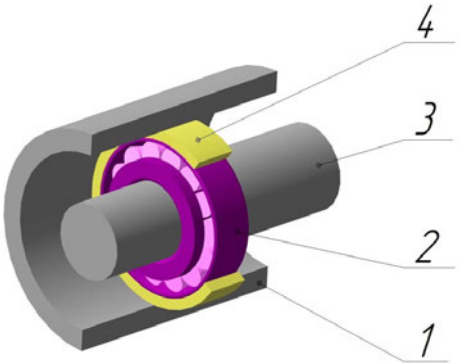


Рис. 1. Схема установки кольцевого амортизатора (адаптера-буфера):
1 – подушка; *2* – подшипник;
3 – вал; *4* – амортизатор

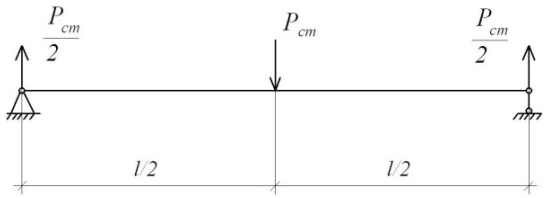


Рис. 2. Расчетная схема ролика

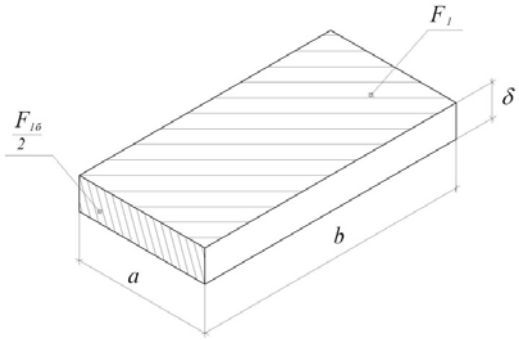


Рис. 3. Расчетная схема адаптера-буфера (вариант 1)

принятой расчетной схеме свободными не являются, но допускают перетекание материала из нижнего полукольца в верхнее) (см. рис. 3); F_1 – площадь поперечного сечения УЭ:

$$F_1=a\cdot b=16\cdot 42=672 \text{ см}^2,$$
$$a=160 \text{ мм}=16 \text{ см}.$$
$$b=D_{cp}=\frac{D_0+D}{2}=\frac{440+400}{2}=420 \text{ мм}=42 \text{ см}.$$

В рассматриваемом примере был применен полиуретан Adipren L 167 ShA 95 с E_c=45 МПа. При отсутствии приклеивания и смазки можно принять χ=0,8.

Тогда

$$\Phi_1=\frac{672}{64}=10{,}5,$$
$$E_{к1}=E_c(1+\chi\Phi_1^{\,2})=45(1+0{,}8\cdot 10{,}5^2)=4000 \text{ МПа}.$$

Однако наибольший возможный модуль не может быть больше, чем объемный модуль упругости K_v, т.е. $E_к \le K_v$. Объемный модуль упругости для полиуретанов составляет 3200 МПа [13]. Поэтому для рассматриваемого УЭ следует принять $E_{к1}$=3200 МПа.

Ниже выполнена оценка способности данного амортизатора выполнять функцию буферного устройства, т.е. уменьшать паразитные нагрузки при энергетических воздействиях. Оценка отношения δ_{cm}/δ_{a1} выполняется следующим образом:

$$\frac{\delta_{cm}}{\delta_{\alpha 1}}=\frac{P_{cm}\,l^3\cdot 2E_{к1}\cdot F_1}{48E\,I_x\cdot P_{cm}\cdot h}=\frac{E_{к1}\cdot F_1\cdot l^3}{24EI_x\cdot h}=4{,}55.$$

Обратное отношение δ_{a1}/δ_{cm}=0,222.

Отношение коэффициентов динамичности

$$\frac{K_д}{K'_д}=\frac{\sqrt{\frac{zh}{\delta_{cm}}}}{\sqrt{\frac{zh}{\delta'_{cm}}}}=\sqrt{\frac{\delta'_{cm}}{\delta_{cm}}}=\sqrt{\frac{\delta_{cm}(1+0{,}222)}{\delta_{cm}}}=1{,}1.$$

Таким образом, можно считать, что установленный адаптер обладает и некоторым эффектом буфера, т.е. уменьшает нагрузки ударного характера примерно на 10 %. Однако при установке адаптера пришлось перейти на подшипник меньшего диаметра (400 мм вместо 440 мм). Этот подшипник имеет динамическую грузоподъемность, на 25 % меньше. Если эффект буферного устройства составит $K_д/K'_д$>1,25, то ресурс подшипника увеличится. Как этого достичь?

Применение полиуретана меньшей жесткости практически не дает эффекта потому, что адаптер работает в условиях всестороннего сжатия; значит, $E_к$≈3200 МПа останется неизменным для всех полиуретанов. Но если предусмотреть пустоты в теле адаптера, то изменится Ф, а значит, и $E_к$. Например, адаптер можно выполнить из колец трапецеидального сечения (рис. 4). Тогда коэффициент формы для элемента из двух колец, показанного на рис. 5:

$$F_2=2\cdot 0{,}4\cdot a\cdot b=0{,}8\cdot 42\cdot 16=538 \text{ см}^2,$$
$$F_{b2}=4\delta D_{cp}=4\cdot 2\cdot 42=336 \text{ см}^2,$$
$$\Phi_2=\frac{538}{336}=1{,}6,$$
$$E_{к2}=E_c(1+\chi\Phi_2^{\,2})=45(1+0{,}8\cdot 1{,}6^2)=137 \text{ МПа},$$
$$\frac{\delta_{cm}}{\delta_{az}}=4{,}55\cdot\frac{137}{3200}=0{,}195.$$

Обратное отношение δ_{a2}/δ_{cm}=1/0,195=5,13.

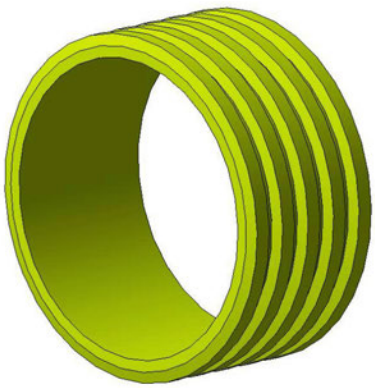


Рис. 4. УЭ буфера-адаптера подшипника конического ролика

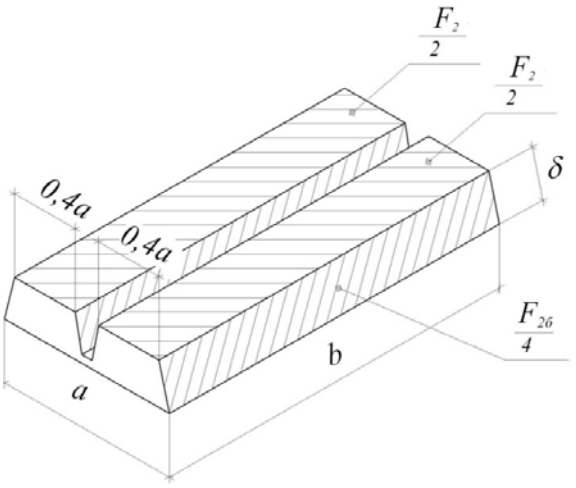


Рис. 5. Расчетная схема буфера-адаптера (вариант 2)

Изменение коэффициента динамичности $K_д/K''_д$=2,48, т.е. максимальные нагрузки уменьшаются почти в 2,5 раза. Это на порядок увеличит ресурс подшипников.

В этом варианте амортизатор, кроме функции адаптера, выполняет еще и функцию буфера, т.к. существенно уменьшает значения возникающих нагрузок. При этом увеличивается функциональная прочность всех деталей ролика; снижается коэффициент динамичности и, соответственно, значение максимальной силы. Отношение функциональных прочностей в двух вариантах составляет

$$\frac{n_{\phi 2}}{n_{\phi 1}} = \frac{P \cdot P_{\max 1}}{P_{\max 2} \cdot P} = \frac{P_{ст} \cdot K'_д}{P_{ст} \cdot K''_д} = \frac{K_д \cdot 2{,}48}{K_д \cdot 1{,}1} = 2{,}25,$$

т.е. функциональная прочность всех деталей узла ролика повысилась в 2,25 раза.

Выводы

Рассмотренный пример демонстрирует возможность существенного увеличения функциональной прочности узла ролика рольганга за счет рационального выбора параметров малогабаритного амортизатора. Предложена методика расчета и выбора основных параметров упругих элементов малогабаритных буферов-адаптеров. Результаты расчетов проверялись внедрением в производственную практику толстолистового цеха 3000 (конический рольганг, 20 опор роликов до и после черновой клети КВ-1, подшипники №23248) и непрерывного широкополосного стана 1700 (приемный рольганг, 4 опоры роликов, подшипники №2097148) ПАО «Мариупольский металлургический комбинат им. Ильича». Ресурс подшипников после внедрения амортизаторов был увеличен до 22 месяцев, что подтверждено актами внедрения.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере.

Список литературы

1. Current Views on the Detailed Design of Heavily Loaded Components for Rolling Mills / V. Mazur, V. Artyukh, G. Artyukh, M. Takadzhi / Engineering Designer. – 2012. – Vol.37, No.1. – P. 26-29.
2. Артюх В.Г. Основы защиты металлургических машин от поломок: Монография. – Мариуполь: Издат. группа «Университет», 2015. – 288 с.
3. Артюх В.Г. Качество металлургической машины / Захист металургійних машин від поломок. – 2009. – Вип.11. – С. 23-28.
4. Артюх Г.В., Артюх В.Г., Беляев А.Н. Амортизация станинных роликов слябинга 1150 / Захист металургійних машин від поломок. – 2002. – Вип.6. – С. 132-136.
5. Gharaibeh N.S., Matarneh M.I., Artyukh V.G. Loading Decrease in Metallurgical Machines / Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. – 2014. – No.8(12). – P. 1461-1464.
6. Артюх В.Г. Нагрузки и перегрузки в металлургических машинах. – Мариуполь: ПГТУ, 2008. – 246 с.
7. Artiukh V.G., Karlushin S.Yu., Sorochan E.N. Peculiarities of Mechanical Characteristics of Contemporary Polyurethane Elastomers / Procedia Engineering. – 2015. – No.117. – P. 938-944.
8. Matarneh M.I., Gharaibeh N.S., Artyukh V.G. Effectiveness of Flexible Pin Type Couplings / International Journal of Engineering Science and Innovative Technology (IJESIT). – 2015. – Vol.4, Issue 2. – P. 1-7.
9. Пат. 85962 Україна, МПК B 61 G 9/00. Поглинальний апарат автозчепу залізничного транспортного засобу / Артюх Г.В., Артюх В.Г., Корчагін В.О., Корчагіна Т.В. (Україна). – №a200709268; заявл. 14.08.07; опубл. 10.03.09, Бюл. №5.
10. Пат. 92188 Україна, МПК F 16 F 3/00. Амортизатор / Корчагіна Т.В., Корчагін В.О., Артюх В.Г., Артюх Г.В., Бєляєв О.М. (Україна). – №a200805008; заявл. 18.04.08; опубл. 11.10.10, Бюл. №19.
11. Пат. 17608 Україна, МКВ B 21 B 35/14. Запобіжний шпиндель, що не руйнується, приводу прокатної кліті / Артюх Г.В., Артюх В.Г. (Україна). – №95125136. – заявл. 05.12.1995; опубл. 29.12.1999, Бюл. №8.

12. Исследование применимости полимерных клеевых композиций в металлургических и транспортных машинах / В.Г. Артюх, Г.В. Артюх, С.Ю. Карлушин и др. // Захист металургійних машин від поломок. – 2005. – Вип.8. – С. 162-165.
13. Артюх Г.В. К вопросу определения коэффициента Пуассона / Защита металлургических машин от поломок. – 1998. – Вып.3. – С. 177-184.

V.G. Artiukh /Dr. Sci. (Eng.)/, M.O. Belyaev
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (St. Petersburg)
E.N. Sorochan
Pryazovskyi State Technical University (Mariupol)

THE PARAMETERS CHOICE OF SMALL-SIZE SHOCK ABSORBERS FOR ROLLER TABLE ROLLERS OF ROLLING MILLS

Background. *Metallurgical machines have high parameters on loads, dimensions, and actuating elements speed. The number of breakdowns of metallurgical equipment parts is high. Breakage of parts and components of metallurgical machinery lead to millions of losses associated with the high cost of parts and downtime losses of high-performance units. Such parts include bearing assemblies of the roller table rollers of rolling mills. At PJSC "Illich Iron and Steel Works" (Mariupol) the service life of such bearings (e.g., tapered roller table of plate mill 3000 or the receiving roller table of continuous wide mill 1700) is only about two months, which is clearly insufficient. In modern constructions of the roller table rollers, there is no space to install large absorbers of compression or shear, so you have to use small-size shock absorbers installed under the outer ring of the bearings. A proper choice of such absorber parameters would significantly increase the functional strength of the entire roller assembly of the roller table.*
Materials and/or methods*. As a material for elastic elements of small-size shock absorbers cast structural polyurethane adipren L-167 95 ShA was used. The study used an integrated approach, including theoretical and experimental research as well as the design study. Theoretical research is based the methods of the theory of elasticity and plasticity, mathematical statistics and reliability theory. To analyze the stress-strain state of elements of the protective devices the finite element method was used (software complexes ANSYS Mechanical and ANSYS DesignXplorer Module). For the parametric design of protective and shock absorbing devices, a complex CAD KOMPAS 3D was employed. The experiments included physical modeling of protective devices in the laboratory of the "Strength of materials" Department of Federal State Autonomous Educational Institution "Peter the Great St.Petersburg State Polytechnic University", and a study of the absorbers performance under operating conditions at PJSC "Illich Iron and Steel Works" (Mariupol).*
Results*. Two versions of the buffer-adapter to reduce parasitic loads in the roller bearing of the roller table are developed. The technique of calculation and choice of basic parameters of elastic elements of small buffers-adapters is proposed. As a result of their application in practice, the factor of dynamism (and, hence, maximum load) was reduced by 2.5 times. The bearing service life after the introduction of shock absorbers was increased to 22 months.*
Conclusion. *The example demonstrates the possibility to substantially increase the functional strength of the roller table rollers assembly through a rational parameters choice of a small-size absorber. The results of the calculations were verified by implementation in the industrial practice of the plate shop 3000 (tapered roller table, 20 support rollers before and after the KV-1 roughing stand, bearings No.23248) and continuous wide mill 1700 (receiving roller table, 4 support rollers, bearings No.2097148) of PJSC "Illich Iron and Steel Works" (Mariupol). The bearing service life after the introduction of shock absorbers was increased to 22 months, which is confirmed by the implementation acts.*

Keywords*: metallurgical machine, roller table rollers, parasitic loads, shock absorber, breakage protection, energy intensity, rolling mill.*

Статья поступила 09.12.2015 г.
© В.Г. Артюх, М.О. Беляев, Е.Н. Сорочан, 2016
Рецензент д.т.н., проф. А.В. Яковченко

УДК 669.18:621.746

С.П. Еронько /д.т.н./, Е.В. Ошовская /к.т.н./, М.Ю. Ткачев
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

КОНСТРУКТИВНЫЕ И ЭНЕРГОСИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ МАНИПУЛЯТОРА ДЛЯ ЗАМЕНЫ ПОГРУЖНОГО СТАКАНА МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ЛИТЬЯ ЗАГОТОВОК

Рассмотрен расчетно-аналитический метод определения конструктивных и энергосиловых параметров импортозамещающей конструкции манипулятора для замены погружного стакана без прерывания разливки на слябовой машине непрерывного литья заготовок, позволяющий минимизировать временные затраты на этапе конструирования машины.

Ключевые слова: *машина непрерывного литья заготовок, погружной стакан, манипулятор, принцип Даламбера, планетарная передача, метод Виллиса, коэффициент полезного действия.*

Постановка проблемы

Промежуточные ковши современных высокопроизводительных слябовых машин непрерывного литья заготовок (МНЛЗ), как правило, оборудованы системами замены погружных огнеупорных стаканов, экранирующих истекающую в кристаллизатор струю жидкой стали от вторичного окисления. При реализации программ импортозамещения систем замены погружных стаканов МНЛЗ, которые преимущественно являются нестандартным оборудованием, особо актуальным становится вопрос методологического обеспечения проектно-изыскательных работ, направленных на расчет конструктивных и энергосиловых их параметров.

Анализ последних исследований и публикаций

До последнего времени на отечественном рынке устройства быстрой смены (УБС), ликвидирующих последствия износа погружных огнеупорных стаканов [1-4], были представлены такими фирмами-производителями, как Interstop Corp., Vesuvius Group, Danieli & C. Officine Meccaniche S.p.A., Voest-Alpine, Stoping AG, Siemens VAI, Puyang Refractories Group, Metacon AG, Flocon INC [5-8], Вулкан-ТМ (Россия). Выполненный литературный обзор показал, что в иностранной технической литературе последних лет практически отсутствуют работы, в которых изложена в доступной форме методология расчета конструктивных и энергосиловых параметров современных образцов УБС. Поэтому развитие основ конструирования вновь разрабатываемых отечественных УБС остается актуальной научно-технической задачей, поскольку рассматриваемый тип оборудования является нестандартным.

Цель (задачи) исследования

Целью настоящей работы является разработка методики расчета и обоснования конструктивных и энергосиловых параметров импортозамещающей отечественной конструкции манипулятора для замены погружных стаканов на слябовой МНЛЗ, при функционировании которого исключался бы тяжелый физический труд обслуживающего персонала, сокращалось время проводимой технологической операции, минимизировались энергетические затраты на ее выполнение, рационально использовалось свободное место на рабочей площадке около промежуточного ковша, повышался выход годного.

Основной материал исследования

Для достижения поставленной цели с учетом имеющегося опыта [9-11] была предложена новая конструкция стационарного манипулятора для замены погружного стакана на слябовой МНЛЗ (рис. 1), включающая механизм подачи 2 резервного погружного стакана 8 к разливочному устройству 3 промежуточного ковша 4, работающий от электромеханического привода 12; переталкивающее устройство 9 с приводом 10, осуществляющее быструю смену без прерывания разливки; механизм уборки 7 изношенного стакана 5 из полости кристаллизатора 6, приводимый в действие приводом 11; а также механизм 1 настройки ориентации базы манипулятора в системе координат и автоматического регулирования ее высоты относительно текущего положения промежуточного ковша 4, которое может изменяться в пределах ±50 мм для снижения интенсивности эрозии в зоне шлакового пояса стакана [12].

С целью проектирования опытно-промышленного образца нестандартного манипулятора

предварительно была разработана методика расчета энергосиловых параметров приводов механизмов, входящих в его состав. Механизм подачи резервного погружного стакана изображен на рис. 2.

Механизм подачи резервного погружного стакана состоит из базы, на которой смонтирована поворотная колонна 4, установленная в нижней *B* и верхней *A* неподвижных подшипниковых опорах и снабженная горизонтальной пустотелой консолью 8, жестко связанной с платформой 12. На этой платформе размещено переталкивающее устройство и на цапфах 2 и 3 закреплена скоба 1, предназначенная для захвата сменного погружного стакана (на рис. не показан). Скоба 1 имеет возможность поворота в вертикальной плоскости относительно пустотелой консоли с помощью механизма, включающего трансмиссионный вал 9, установленный внутри консоли в подшипниковых опорах и удерживающий на конце, обращенном к поворотной колонне 4, рычаг 7, снабженный роликом 6, размещенным в профилированном направляющем пазу 5, выполненном на наружной цилиндрической поверхности корпуса верхней неподвижной подшипниковой опоры *A* поворотной колонны. Другой конец трансмиссионного вала 9 жестко связан с цапфой 2 несущей скобы 1. Нижняя часть поворотной колонны 4 снабжена зубчатым венцом, посредством зубчатых передач связанным с комбинированным электромеханическим приводом, закрепленным на базе манипулятора. Для подачи резервного погружного стакана необходимо включить привод механизма, который через зубчатые передачи и венец осуществляет поворот колонны 4 в нижней *B* и верхней *A* неподвижных подшипниковых опорах. Вместе с колонной осуществляет поворот горизонтально пустотелая консоль 8 и установленный внутри неё в подшипниковых опорах трансмиссионный вал 9 с прикрепленным рычагом 7. Ролик 6, перекатываясь по одной из поверхностей профилированного направляющего паза 5, выполненного на наружной цилиндрической поверхности верхней неподвижной опоры *A*, воздействует на конец рычага 7, поворачивающего трансмиссионный вал в опорах относительно горизонтальной консоли 8. Вращение вала 9 через цапфу 2 передается скобе 1, которая осуществляет поворот относительно платформы 12 резервного погружного стакана до полного его перевода в вертикальное положение. Этот перевод завершится при подходе стакана к торцу разливочного устройства и расположении его соосно с направляющими. Благодаря такой конструкции механизма подачи, одним приводом обеспечивается одновременное вращение колонны с консолью в горизонтальной и сменного стакана в вертикальной плоскостях.

При выполнении силового расчета рычажных механизмов манипулятора использовался принцип Даламбера, согласно с которым подвижная система тел находится в каждый момент времени в равновесии под действием внешних сил, включая и силы инерции. Расчет параметров привода механизма подачи резервного стакана следует проводить при его обратном ходе (наиболее тяжелые условия работы), когда в схвате механизма уборки расположен изношенный огнеупор. Для этого рычажный механизм разделяется на две структурные группы (рис. 2) и расчет начинается с последней из них. В ее состав (рис. 2а) входят установленная на цапфах 2 и 3 в подшипниковых опорах *D* и *E* скоба 1, предназначенная для размещения в ней сменного погружного стакана.

В период пуска привода механизма загрузки на звенья рассматриваемой структурной группы действуют силы тяжести скобы G_1; сопротивление трения в подшипниковых опорах *D* и *E*, вызванное силами реакций; силы инерции; момент, приложенный к цапфе скобы, необходимый для преодоления указанных сил.

Система координат выбирается, ориентируя направление оси y_1 вдоль оси симметрии консо-

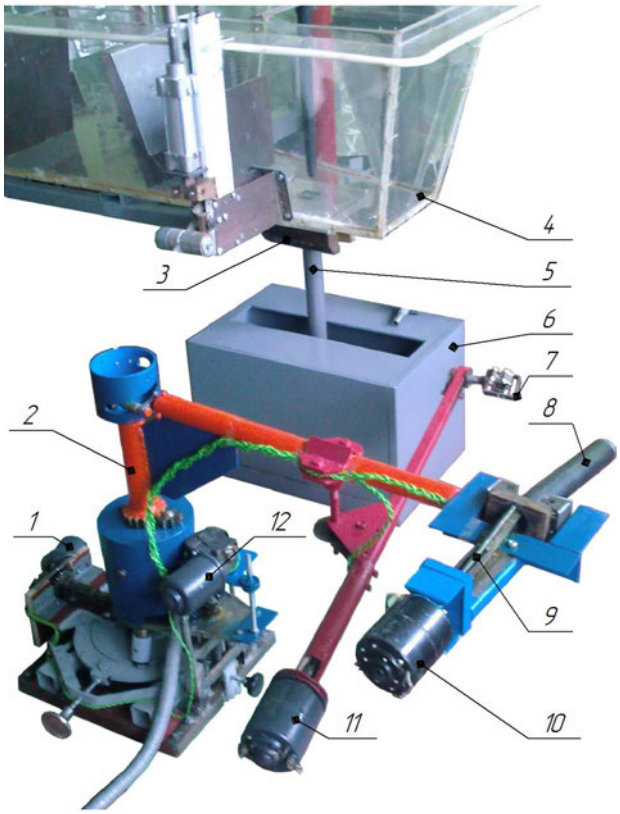


Рис. 1. Физическая модель системы быстрой смены погружных стаканов

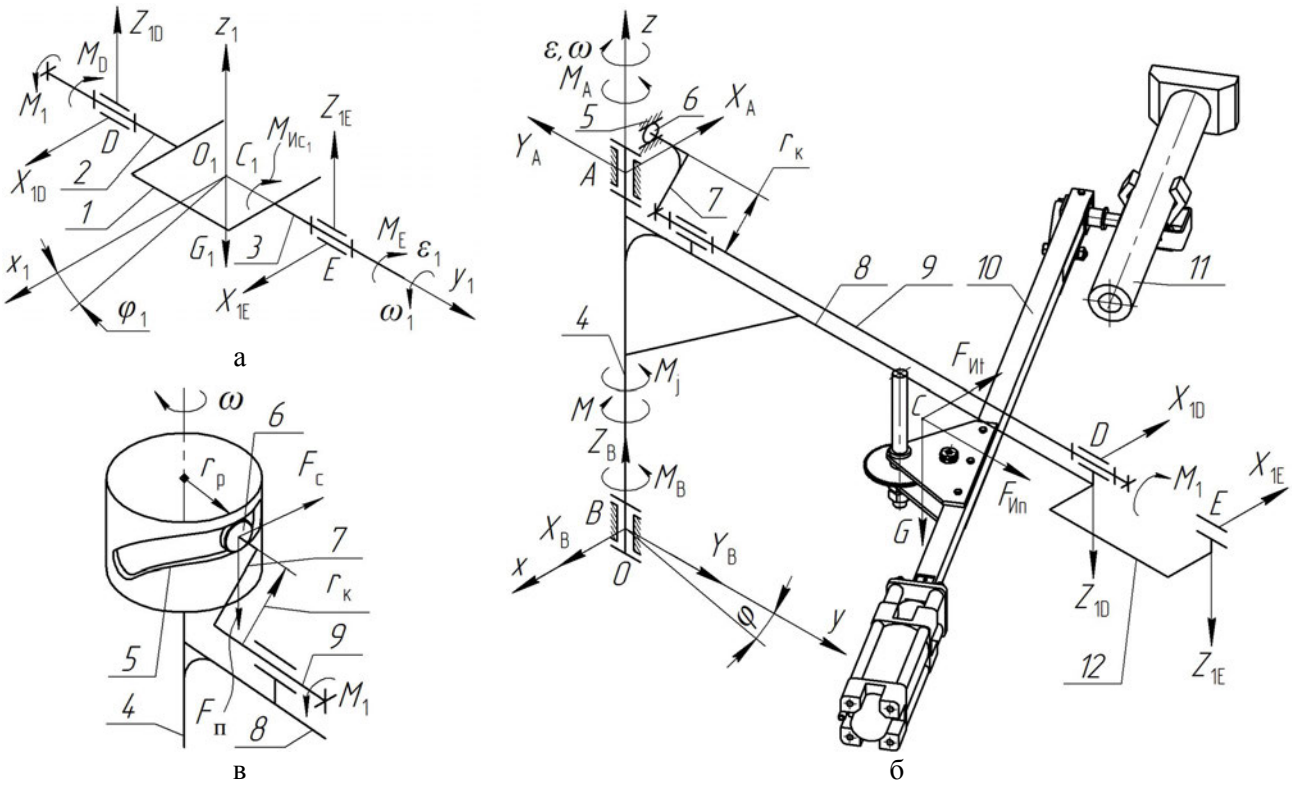


Рис. 2. Расчетная схема привода механизма подачи погружного стакана:
а и *б* – силы, действующие на элементы первой и второй структурной группы механизма;
в – силы, действующие на ролик механизма

ли. От оси x_1 будет вестись отсчет угла поворота скобы φ_1. Допускаем, что координаты центра тяжести системы C_1 (x_{1C1}, y_{1C1}, z_{1C1}), в котором приложена сила G_1, совпадают с началом координат x_1, y_1, z_1. Момент инерции скобы, возникающий при ее повороте вокруг оси y_1 с угловым ускорением ε_1 и угловой скоростью ω_1 равен $M_{ИС1}=I_{C1}\cdot\varepsilon_1$, где $I_{C1}=G_1/g\cdot\rho_{C1}^2$ – момент инерции поворотной структурной группы относительно горизонтальной оси, проходящей через ее центр тяжести; ρ_{C1}^2 – радиус инерции поворотной группы относительно оси, проходящей через центр тяжести C_1 параллельно оси вращения.

Все силы инерции, действующие на поворотную систему, расположены в одной плоскости, перпендикулярной оси вращения скобы y_1. Приложенные к системе силы и моменты: M_1 – момент, действующий на цапфу скобы; $M_{ИС1}$ – момент инерции скобы; M_E и M_D – моменты от силы трения в опорах E и D; X_{1D}, X_{1E}, Z_{1D}, Z_{1E} – составляющие реакций в опорах E и D.

Моменты трения в опорах поворотной скобы:

$$M_D = \mu_1 R_1 \sqrt{X_{1D}^2 + Z_{1D}^2},$$
$$M_E = \mu_1 R_1 \sqrt{X_{1E}^2 + Z_{1E}^2},$$

Составим уравнения равновесия по законам статики:

$$\begin{cases} \sum F_{ix1} = X_{1D} + X_{1E} = 0; \\ \sum F_{iz1} = Z_{1D} + Z_{1E} - G_1 = 0; \\ \sum M_{ix1} = Z_{1E} y_{1E} - Z_{1D} y_{1D} = 0; \\ \sum M_{iy1} = M_1 - M_E - M_D - M_{И_{C1}} = 0; \\ \sum M_{iz1} = X_{1D} y_{1D} - X_{1E} y_{1E} = 0. \end{cases}$$

где y_{1D}, y_{1E} – плечи сил; R_1 – радиус опор E и D; μ_1 – коэффициент трения в опорах E и D.

В результате решения системы уравнений определяются реакции опор E, D и момент M_1, приложенный к цапфе скобы для преодоления статических и динамических нагрузок при ее повороте. Полученные значения M_1 и реакций опор E и D используются при силовом расчете второй группы, включающей поворотную колонну 4 и консоль 8. Момент M_1 прикладывается к трансмиссионному валу 9 с измененным направлением на противоположное, а реакции опор E и D – к платформе консоли 12, изменив их направление (рис. 2б). Наряду с этим, на элементы системы действуют силы тяжести колонны $G_{кол}$, консоли $G_{кон}$, механизма уборки 10 $G_{му}$ и отработанного погружного стакана 11 $G_{ст}$; моменты M_A и M_B от сил трения в подшипниковых опорах A и B поворотной колонны, вызванные

силами реакций X_A, Y_A, X_B, Y_B, Z_B в этих опорах; силы инерции; момент M на зубчатом колесе колонны, необходимый для преодоления суммарного момента сопротивления повороту колонны.

Выбирается система координат и определяются координаты центра ее тяжести C (x_c, y_c, z_c), в котором приложена суммарная сила:

$$G = G_{кол} + G_{кон} + G_{му} + G_{ст}.$$

Рассчитываются силы инерции, возникающие при повороте колонны с консолью вокруг оси Z с угловым ускорением ε и угловой скоростью ω. При вращательном движении касательная $F_{Иt}$ и нормальная $F_{Иn}$ силы инерции равны:

$$F_{Иt} = \frac{G}{g} a_t,\ a_t = \varepsilon r_c,\ F_{Иt} = \frac{G}{g} \varepsilon r_c;$$

$$F_{Иn} = \frac{G}{g} a_n,\ a_n = \omega^2 r_c,\ F_{Иn} = \frac{G}{g} \omega^2 r_c,$$

$$r_c = \sqrt{x_c^2 + y_c^2},$$

где r_c – расстояние от оси вращения до центра тяжести системы C.

Момент добавляемой пары сил при переносе силы инерции $F_{Иt}$ в точку C равен:

$$M_j = I_C \cdot \varepsilon,$$

где $I_C = G/g \cdot \rho_C^2$ – момент инерции поворотной системы относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести C; ρ_C^2 – радиус инерции системы относительно оси, проходящей через центр тяжести C параллельно оси вращения.

Момент M_j направлен в сторону, противоположную направлению вращения элементов выделенной системы. Все силы инерции, действующие на поворотную систему, расположены в одной плоскости, перпендикулярной оси вращения колонны Z. Кроме того, к системе приложены: M – момент на зубчатом колесе колонны; M_A и M_B – моменты от сил трения в опорах A и B; составляющие реакций в этих опорах X_A, Y_A, X_B, Y_B, Z_B; составляющие реакций в опорах D, E и момент M_1, действующие со стороны элементов первой структурной группы.

Предварительно приведен к оси поворотной колонны момент M_1, приложенный к трансмиссионному валу. В соответствии со схемой нагружения ролика (рис. 2в) на него действует сила F_n, прижимающая его к направляющей поверхности паза, и сила сопротивления его перемещению F_c, определяемые соответственно по следующим формулам:

$$F_n = \frac{M_1}{r_к} \text{ и } F_c = \frac{F_n \left(\mu\, d_ц + 2\,k\right)}{D_p},$$

где $r_к$ – длина рычага, несущего ролик; μ – коэффициент трения скольжения в опоре ролика; $d_ц$ – диаметр цапфы ролика; k – коэффициент трения качения; D_p – диаметр ролика.

Момент сопротивления повороту колонны, вызванный действием силы F_c:

$$M_c = F_c\, r_p,$$

где r_p – расстояние от оси поворотной колонны до направляющей поверхности паза, по которой перекатывается ролик.

Моменты трения в опорах вертикального вала:

$$M_A = \mu_1 R \sqrt{X_A^2 + Y_A^2};$$

$$M_B = \mu_1 R \sqrt{X_B^2 + Y_B^2} + Z_B \mu_2 \frac{d_ц}{2},$$

где R – радиус опор A и B; μ_1 – коэффициент трения в опорах A и B; $d_ц$ – диаметр подпятника в опоре B; μ_2 – коэффициент трения в подпятнике опоры B.

Далее составляется уравнение равновесия по законам статики:

$$\begin{cases}
\sum F_{ix} = X_B - X_A - F_{Иt}\cos\varphi + F_{Иn}\sin\varphi - X_{1D} \times \\
\qquad \times \cos\varphi - X_{1E}\cos\varphi = 0; \\
\sum F_{iy} = Y_B - Y_A + F_{Иt}\sin\varphi + F_{Иn}\cos\varphi + X_{1D} \times \\
\qquad \times \sin\varphi + X_{1E}\sin\varphi = 0; \\
\sum F_{iz} = Z_B - G - Z_{1D} - Z_{1E} = 0; \\
\sum M_{ix} = Y_A z_A - Z_{1D} y_D - Z_{1E} y_E - F_{Иt}\sin\varphi\, z_c - \\
\qquad - F_{Иn}\cos\varphi\, z_c - G\, r_c \cos\varphi - X_{1D} \times \\
\qquad \times \sin\varphi\, z_D - X_{1E}\sin\varphi\, z_E = 0; \\
\sum M_{iy} = -X_A z_A + G\, r_c \sin\varphi - F_{Иt}\cos\varphi\, z_c + F_{Иn} \times \\
\qquad \times \sin\varphi\, z_c + Z_{1D}\, x_D + Z_{1E}\, x_E - X_{1D} \times \\
\qquad \times \cos\varphi\, z_D - X_{1E}\cos\varphi\, z_E = 0; \\
\sum M_{iz} = M_j - M + M_B + M_A + F_{Иt}\cos\varphi\, y_c - \\
\qquad - F_{Иn}\sin\varphi\, y_c + X_{1E}\cos\varphi\, y_E + X_{1E} \times \\
\qquad \times \sin\varphi\, x_E + X_{1D}\cos\varphi\, y_D + X_{1D} \times \\
\qquad \times \sin\varphi\, x_D + F_c\, r_p = 0,
\end{cases}$$

где x_D, x_E, y_D, y_E, y_c, z_A, z_c, z_D, z_E – плечи сил.

Решая систему уравнений, определяются ре-

акции опор *A* и *B*, а также момент *M*, приложенный к приводному колесу для преодоления статических и динамических нагрузок при повороте колонны с консолью и одновременном относительном развороте скобы.

Мощность электродвигателя, используемого в приводе манипулятора, определяется из выражения:

$$N_{дв} = \frac{M\,\omega_к}{\eta_{пр}},$$

где $\omega_к$ – требуемая угловая скорость поворота колонны; $\eta_{пр}$ – коэффициент полезного действия привода манипулятора.

Суммарное передаточное число понижающих передач привода механизма загрузки манипулятора:

$$u_c = \frac{\omega_{дв}}{\omega_к},$$

где $\omega_{дв}$ – угловая скорость выбранного по каталогу электродвигателя.

Механизм уборки (рис. 3) отработанного погружного стакана 6 включает пустотелую балку 10, неподвижно связанную с водилом *h*. Вся конструкция механизма уборки имеет возможность поворота в горизонтальной плоскости относительно вертикальной оси 9, верхний конец которой неподвижно закреплен на пустотелой горизонтальной консоли манипулятора 8. Между щеками водила на оси жестко насажено солнечное зубчатое колесо *a*, входящее в зацепление с шестерней *b* двухвенцового сателлита *s*-*b*, для которого щеки являются опорами. Венец *s* сателлита *s*-*b* находится в зацеплении с зубчатой рейкой b_1, которая имеет возможность относительного продольного перемещения внутри пустотелой балки 10. Один конец зубчатой рейки b_1 связан со штоком силового цилиндра 7, соосно прикрепленного к торцу балки. Другой конец зубчатой рейки b_1 жестко соединен с корпусом подшипниковой опоры *H* горизонтального вала 4. При этом на одном хвостовике вала закреплен корпус схвата 5, а на другом – поворотный рычаг 1, снабженный роликом 3. Ролик размещен в направляющем пазу 2, который выполнен в пластине, находящейся в вертикальной плоскости и жестко связанной с пустотелой балкой 10. После операции быстрой смены убирают отработанный погружной стакан. Для этого включают силовой гидроцилиндр 7 на втягивание штока, который перемещает зубчатую рейку b_1 вместе с корпусом подшипниковой опоры *H* внутри пустотелой балки 10. Рейка приводит во вращение двухвенцовый сателлит *s*-*b*, который, обкатываясь по солнечному зубчатому колесу *a*, заставляет поворачиваться по часовой стрелке щеки водила, а также балку 10 относительно вертикальной оси 9. Наряду с этим ролик 3, перемещаясь по направляющему пазу 2 в пластине, воздействует на рычаг 1 и поворачивает его вместе с горизонтальным валом 4 и пружинным схватом 5. При достижении схватом горизонтального положения, он зажмет отработанный погружной стакан 6. После этого гидроцилиндр 7 включают на вы-

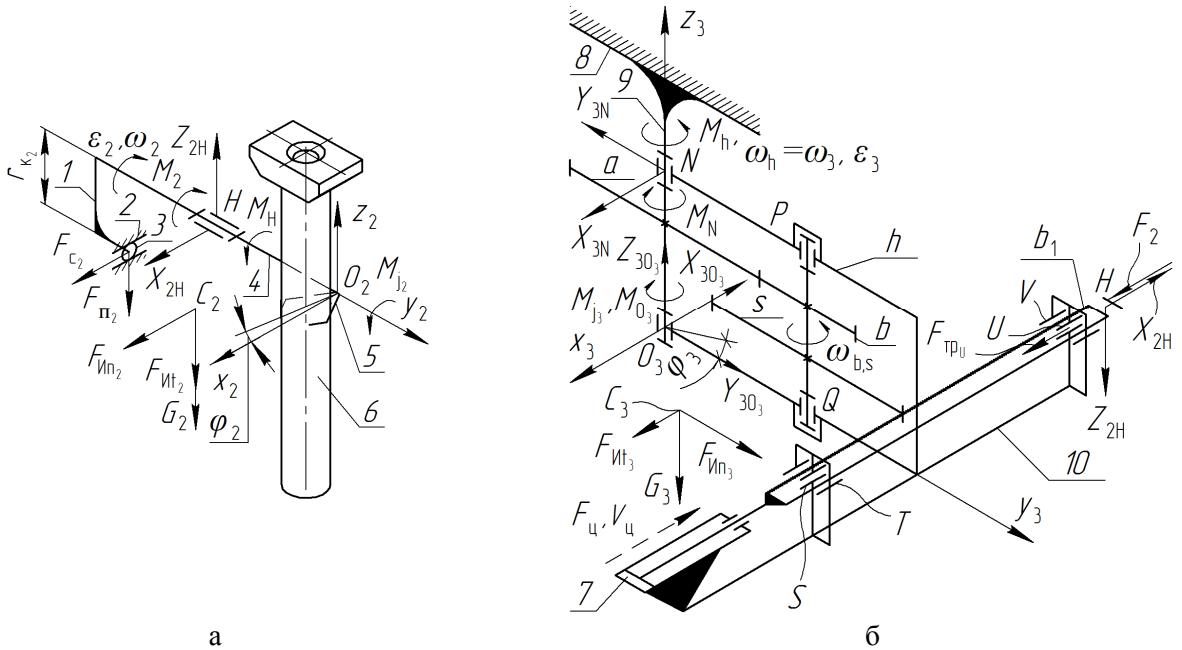


Рис. 3. Расчетная схема привода механизма уборки отработанного погружного стакана: *а* и *б* – силы, действующие на элементы первой и второй структурной группы устройства

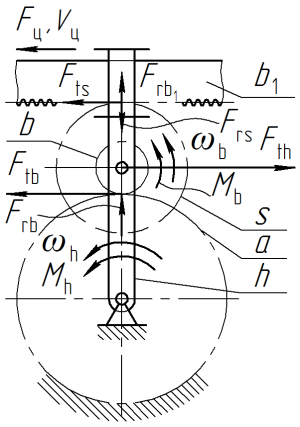


Рис. 4. Расчетная схема планетарной передачи механизма уборки отработанного стакана

талкивание штока. Происходит реверс механизма, благодаря которому стакан 6 выводится по сложной траектории из полости кристаллизатора и в конечной позиции механизма уборки занимает горизонтальное положение. Благодаря такой компоновке при помощи одного привода обеспечиваются одновременные поворот механизма уборки в горизонтальной плоскости, а также вращение отработанного погружного стакана в вертикальной и его линейное перемещение в горизонтальной плоскостях.

Перед расчетом силовых параметров механизма уборки отработанного стакана определяются его кинематические характеристики. Механизм приводится в движение силовым гидроцилиндром, шток которого воздействует со скоростью $V_ц$ на зубчатую рейку b_1, поворачивающую двухвенцовый сателлит *s*-*b*, совершающий плоскопараллельное движение относительно неподвижного в локальной системе координат солнечного колеса *a*.

Предварительно определяется коэффициент полезного действия планетарной передачи механизма уборки отработанного стакана (рис. 4), следуя рекомендациям [13,14], учитывая при этом потери на трение в опорных подшипниках колес η_1 и зацеплениях зубьев солнечного колеса и сателлита η_2, а также сателлита и зубчатой рейки η_3. Тогда общий коэффициент полезного действия передачи при условии одинаковых опор определяется из выражения $\eta=\eta_1^2\cdot\eta_2\cdot\eta_3$, где $\eta_2\approx1-\pi/2\cdot f_{зац}\cdot\varepsilon_\alpha\cdot(1/z_a+1/z_b)$, $\eta_3\approx1-\pi/2\cdot f_{зац}\cdot\varepsilon_\alpha\cdot(1/z_s+1/z_{b1})$, где $f_{зац}=0{,}06$ – коэффициент трения скольжения поверхности рабочих зубьев; ε_α – коэффициент перекрытия зацепления; z_a и z_b – число зубьев солнечного колеса *a* и венца *b* сателлита, соответственно, $z_{b1}=z_s$ – число зубьев рейки b_1, принимаемое равным количеству зубьев венца *s* сателлита при рассмотрении реечной передачи в качестве цилиндрической прямозубой с внешнем зацеплением и передаточным числом равным единице ($u_{b1s}=1$).

Для определения угловых скоростей двухвенцового сателлита $\omega_b=\omega_s$ и водила ω_h, передаточных отношений между структурными компонентами планетарной передачи, а также нахождения взаимосвязи между ω_h и $V_ц$ используется метод Виллиса [15]. После проведенных преобразований получается выражение для определения передаточного отношения реального механизма с неподвижным солнечным колесом ($\omega_a=0$): $u_{bh}^{\ a}=1-u_{b1a}^{\ h}=1-z_a/z_b=1-d_a/d_b$. С учетом $\omega_b d_b=\omega_h d_a$ и $\omega_b=\omega_{b1}=2V_ц/d_s$, получаем зависимости скорости штока гидроцилиндра от угловой скорости поворота механизма уборки $V_ц=f(\omega_h)$ и угла его поворота в градусах от хода штока $\varphi_h=f(S_ц)$:

$$V_ц=\frac{d_a d_s\omega_h}{2\,d_b};\ \varphi_h^\circ=\frac{360 d_b S_ц}{\pi\, d_a d_s},$$

где d_a, d_s, d_b – делительные диаметры солнечного колеса *a*, венцов *s* и *b* сателлита соответственно. Зависимости справедливы при одинаковом модуле зубчатых колес *a*, *b*, *s*, b_1.

Затем определяются в первом приближении (без учета коэффициента полезного действия) крутящие моменты на двухвенцовом сателлите M_s и водиле M_h, окружные F_{ts}, F_{tb} и радиальные F_{rs}, F_{rb}, F_{rb1} силы в зубчатых зацеплениях, а также из условия равновесия двухвенцового сателлита – сила, действующая на водило (подшипники сателлита) F_{th} с учетом силы, передаваемой на рейку штоком гидроцилиндра $F_ц$:

$$M_s=M_b=F_ц\frac{d_s}{2},\ F_{ts}=\frac{F_ц\frac{d_s}{2}}{\frac{d_s}{2}}=F_ц,$$

$$F_{tb}=\frac{2M_s}{d_b}=\frac{F_ц\,d_s}{d_b},$$

$$F_{th}=F_{ts}+F_{tb}=\frac{F_ц\left(d_b+d_s\right)}{d_b},$$

$$M_h=F_{th}\left(\frac{d_a}{2}+\frac{d_b}{2}\right)=\frac{F_ц\left(d_b+d_s\right)\left(d_a+d_b\right)}{2d_b}.$$

Расчет энергосиловых параметров механизма уборки выполняется по методике, аналогичной с расчетом механизма подачи. Механизм рассматривается в момент эвакуации изношенного стакана из полости кристаллизатора после завершения операции быстрой смены. Механизм уборки разделяется на две структурные группы (рис. 3). В состав последней группы (рис. 3а) входит установленное в подшипниковой опоре *H* захват-

ное устройство 5, несущее отработанный погружной стакан 6. В период пуска привода механизма уборки на звенья рассматриваемой структурной группы действуют силы тяжести захватного устройства $G_{зу}$ и изношенного стакана $G_{ст2}$; сопротивление трения в подшипниковой опоре H, вызванное силой реакции; силы инерции; момент сопротивления повороту вала 4, вызванный действием силы сопротивления перемещению ролика 3 по направляющей поверхности профилированного паза 2 $F_{с2}$, которая, в свою очередь, обусловлена силой его прижатия к этой поверхности $F_{п2}$, а также момент M_2, приложенный к валу захватного устройства и необходимый для преодоления суммарного момента сопротивления его поворота. Силой, вызванной лобовым сопротивлением погруженной в жидкую сталь частью изношенного стакана в момент его эвакуации, а также действующей на него силой Архимеда можно пренебречь.

Далее выбирается система координат, ориентируя направление оси y_2 вдоль оси вала захватного устройства. От оси x_2 будет вестись отсчет угла поворота скобы φ_2. Определяются координаты центра ее тяжести C_2 (x_{C2}, y_{C2}, z_{C2}), в котором приложена суммарная сила $G_2=G_{зу}+G_{ст2}$. Рассчитываются силы инерции, возникающие при повороте захватного устройства с изношенным стаканом вокруг оси y_2 с угловым ускорением ε_2 и угловой скоростью ω_2. При вращательном движении касательная $F_{Ит2}$ и нормальная $F_{Ип2}$ силы инерции равны:

$$F_{Ит2}=\frac{G_2}{g}a_{t2},\ a_{t2}=\varepsilon_2 r_{c2},\ F_{Ит2}=\frac{G_2}{g}\varepsilon_2 r_{c2};$$

$$F_{Ип2}=\frac{G_2}{g}a_{n2},\ a_{n2}=\omega_2^2 r_{c2},\ F_{Ип2}=\frac{G_2}{g}\omega_2^2 r_{c2},$$

$$r_{c2}=\sqrt{x_{c2}^2+y_{c2}^2}\ .$$

где r_{c2} – расстояние от оси вращения до центра тяжести системы C_2.

Момент добавляемой пары сил при переносе силы инерции $F_{Ит2}$ в точку C_2 равен:

$$M_{j2}=I_{C2}\cdot\varepsilon_2,$$

где $I_{C2}=G_2/g\cdot\rho_{C2}^2$ – момент инерции поворотной системы относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести C_2; ρ_{C2}^2 – радиус инерции системы относительно оси, проходящей через центр тяжести C_2 параллельно оси вращения.

Момент M_{j2} направлен в сторону, противоположную направлению вращения элементов выделенной системы. Все силы инерции, действующие на поворотную систему, расположены в плоскости, перпендикулярной оси вращения вала захватного устройства y_2. Момент сопротивления движению захватного устройства (на рис. 3 условно не обозначен), вызванный действием сил F_{C2} и $F_{п2}$:

$$M_{C2}=\sqrt{F_{п2}^2+F_{C2}^2}\ r_{к2},$$

$$F_{C2}=\frac{F_{п2}\left(\mu_2 d_{ц2}+2k_2\right)}{D_{р2}},\ F_{п2}=\frac{M_2}{r_{к2}},$$

где $r_{к2}$ – длина рычага 1, несущего ролик 3; μ_2 – коэффициент трения скольжения в опоре ролика; $d_{ц2}$ – диаметр цапфы ролика; k_2 – коэффициент трения качения; $D_{р2}$ – диаметр ролика.

Моменты от силы трения в опоре вала H захватного устройства:

$$M_H=\mu_H R_H\sqrt{X_{2H}^2+Z_{2H}^2},$$

где R_H – радиус опоры H; μ_H – коэффициент трения в опоре H; X_{2H} и Z_{2H} – составляющие реакции в опоре H.

Составляется уравнение равновесия по законам статики:

$$\begin{cases}\sum F_{ix2}=X_{2H}+F_{Ип2}\cos\varphi_2+F_{Ит2}\sin\varphi_2+G_2\times\\ \qquad\times\sin\varphi_2=0;\\ \sum F_{iz2}=Z_{2H}-F_{Ит2}\cos\varphi_2+F_{Ип2}\sin\varphi_2-G_2\times\\ \qquad\times\cos\varphi_2=0;\\ \sum M_{ix2}=-Z_{2H}y_{2H}+F_{Ит2}\cos\varphi_2 y_{2C2}+G_2\cos\varphi_2\times\\ \qquad\times y_{2C2}-F_{Ип2}\sin\varphi_2 y_{2C2}=0;\\ \sum M_{iy2}=M_{c2}+M_{j2}+M_H-M_2+G_2\cos\varphi_2 r_{c2}+\\ \qquad+F_{Ит2}\cos\varphi_2 r_{c2}-F_{Ип2}\sin\varphi_2 r_{c2}=0;\\ \sum M_{iz2}=X_{2H}y_{2H}+F_{Ип2}\cos\varphi_2 y_{2C2}+F_{Ит2}\times\\ \qquad\times\sin\varphi_2 y_{2C2}+G_2\sin\varphi_2=0,\end{cases}$$

где y_{2H}, y_{2C2} – плечи сил.

В результате решения системы уравнений можно найти реакцию опоры H и момент M_2, приложенный к валу захватного устройства, преодолевающий статические и динамические нагрузки при повороте расчетной группы с изношенным стаканом.

При силовом расчете второй группы (рис. 3б), включающей собственно механизм уборки отработанного стакана и его планетарную передачу, к зубчатой рейке прикладывается сила $F_2=M_2/R_H$, составляющие реакции опоры H переносятся в соответствующую точку с изменением

их направления на противоположное. Усилие $F_ц$, развиваемое гидроприводом (показано штриховой линией), рассматривается в виде вызываемого им крутящего момента на водиле M_h с учетом выше найденного значения коэффициента полезного действия планетарной передачи, которое, в свою очередь, учитывает трение в подшипниковых опорах P и Q, а также потери мощности на трение в зубчатых зацеплениях:

$$F_ц = \frac{2\,M_h\,d_b}{\eta\left(d_b + d_s\right)\left(d_b + d_a\right)}.$$

Наряду с этим, на элементы системы действуют силы тяжести механизма уборки отработанного стакана $G_{му}$ и планетарной передачи $G_{пл.пер}$; моменты M_N и M_{O3} от сил трения в подшипниковых опорах N и O_3 щек водила, вызванные силами реакций X_N, Y_N, X_{O3}, Y_{O3}, Z_{O3} в этих опорах; сила трения F_{mpU} в прямолинейной направляющей опоре U; силы инерции. Причем считаем, что $F_{mpU}=\mu_c \cdot Z_{2H}$, где μ_c – коэффициент трения скольжения стальной зубчатой рейки по направляющим опоры U. Трением в прямолинейных направляющих зубчатой рейки S, V, T пренебрегаем.

Далее выбирается система координат и определяются координаты центра ее тяжести C_3 (x_{3C3}, y_{3C3}, z_{3C3}), в котором приложена суммарная сила $G=G_{му}+G_{пл.пер}$. Рассчитываем силы инерции, возникающие при повороте механизма уборки вокруг оси Z_3 с угловым ускорением ε_3 и угловой скоростью ω_3. При вращательном движении касательная F_{It3} и нормальная F_{In3} силы инерции равны:

$$F_{It3} = \frac{G_3}{g}\,a_{t3},\ a_{t3} = \varepsilon_3\,r_{c3},\ F_{It3} = \frac{G_3}{g}\,\varepsilon_3\,r_{c3},$$

$$F_{In3} = \frac{G_3}{g}\,a_{n3},\ a_{n3} = \omega_3^2\,r_{c3},\ F_{In3} = \frac{G_3}{g}\,\omega_3^2\,r_{c3},$$

$$r_{c3} = \sqrt{x_{c3}^2 + y_{c3}^2}\,.$$

где r_{c3} – расстояние от оси вращения до центра тяжести системы C_3,

Момент добавляемой пары сил при переносе силы инерции F_{It3} в точку C_3 равен:

$$M_{j3} = I_{C3} \cdot \varepsilon_3\,,$$

где $I_{C3}=G_3/g \cdot \rho_{C3}{}^2$ – момент инерции поворотной системы относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести C_3; $\rho_{C3}{}^2$ – радиус инерции системы относительно оси, проходящей через центр тяжести C_3 параллельно оси вращения.

Момент M_{j3} направлен в сторону, противоположную направлению вращения элементов выделенной системы. Все силы инерции, действующие на поворотную систему, расположены в одной плоскости, перпендикулярной оси вращения механизма уборки Z_3.

Моменты трения в подшипниковых опорах щек водила:

$$M_N = \mu_1 R\sqrt{X_N^2 + Y_N^2}\,;$$

$$M_{O3} = \mu_1 R\sqrt{X_{O3}^2 + Y_{O3}^2} + Z_{O3}\mu_2\,\frac{d_ц}{2},$$

где R – радиус опор N и O_3; μ_1 – коэффициент трения в опорах N и O_3; $d_ц$ – диаметр подпятника в опоре O_3; μ_2 – коэффициент трения в подпятнике опоры O_3.

Составим уравнения равновесия по законам статики:

$$\begin{cases}
\sum F_{ix3} = -X_{3O3} + X_{3N} + F_2\cos\varphi_3 + F_{mpU}\cos\varphi_3 - \\
\quad - X_{2H}\cos\varphi_3 + F_{It3}\cos\varphi_3 - F_{In3}\sin\varphi_3 = \\
\quad = 0; \\
\sum F_{iy3} = Y_{3O3} - Y_{3N} + F_2\sin\varphi_3 - X_{2H}\sin\varphi_3 + \\
\quad + F_{mpU}\sin\varphi_3 + F_{It3}\sin\varphi_3 + F_{In3}\cos\varphi_3 = \\
\quad = 0; \\
\sum F_{iz3} = Z_{3O3} - Z_{2H} - G_3 = 0; \\
\sum M_{ix3} = -G_3\,r_{c3}\cos\varphi_3 - Z_{2H}\,y_{3H} - F_{It3}\sin\varphi_3 \times \\
\quad \times z_{3c3} - F_{In3}\cos\varphi_3\,z_{3c3} + Y_{3N}\,z_{3N} - F_2 \times \\
\quad \times \sin\varphi_3 z_{3H} - F_{mpU}\sin\varphi_3 z_{3U} + X_{2H} \times \\
\quad \times \sin\varphi_3 z_{3H} = 0; \\
\sum M_{iy3} = X_{3N}\,z_{3N} + G_3 r_{c3}\sin\varphi_3 + F_{It3}\cos\varphi_3\,z_{3c3} - \\
\quad - F_{In3}\sin\varphi_3\,z_{3c3} + F_{mpU}\cos\varphi_3 z_{3U} + F_2 \times \\
\quad \times \cos\varphi_3 z_{3H} - X_{2H}\cos\varphi_3 z_{3H} - Z_{2H}\,x_{3H} = 0 \\
\sum M_{iz3} = M_h - M_N - M_{j3} - M_{O3} - F_{It3}\cos\varphi_3 \times \\
\quad \times y_{3c3} + F_{In3}\sin\varphi_3\,y_{3c3} - F_2\cos\varphi_3\,y_{3c3} - \\
\quad - F_{mpU}\cos\varphi_3 y_{3U} + X_{2H}\cos\varphi_3\,y_{3H} = 0,
\end{cases}$$

где x_{3H}, y_{3U}, y_{3C3}, y_{3H}, z_{3U}, z_{3C3}, z_{3H}, z_{3N} – плечи сил.

Решаем систему уравнений и находим реакции опор N и O_3, а также момент на водиле M_h, приложенный к его щекам для преодоления статических и динамических нагрузок при повороте механизма уборки с планетарной передачей и одновременном относительном развороте захватного устройства с отработанным погружным стаканом. По полученным в итоге необходимым значениям усилия на штоке гидроцилиндра $F_ц$,

его скорости $V_ц=f(\omega_h)$, а также с учетом необходимого угла поворота механизма уборки $\varphi_h^{\circ}=f(S_ц)$, осуществляют подбор привода по каталогу или выдают задание на его проектирование.

Выводы

Таким образом, представленная в настоящей работе методика расчета конструктивных и энергосиловых параметров манипулятора для замены погружного стакана слябовой МНЛЗ, который является более универсальным по сравнению с известными аналогами, будет способствовать развитию методологии проектирования нестандартного механического оборудования современных комплексов МНЛЗ, и, в конечном счете, повышению показателей надежности вновь создаваемых машин и механизмов.

Список литературы

1. Зарастание погружных стаканов слябовой МНЛЗ / А.Н. Смирнов, В.Г. Ефимова, А.П. Верзилов, Е.Н. Максаев // Сталь. – 2014. – №11. – С. 14-18.
2. Мюллер П., Грёлинг Т., Румпф Р. Применение погружных стаканов с различными системами покрытий / Черные металлы. – 2008. – №3. – С. 36-38.
3. Effect of nozzle clogging on surface flow and vortex formation / C. Seong-Mook, B.G. Thomas, K. Sung-Kwang, C. Woong-Ryul // Iron and Steel Technology. – 2012. – №7. – P. 85-95.
4. Вдовин К.Н., Русаков А.В., Лисичкина К.А. Снижение брака металла путем увеличения стойкости разливочных стаканов / Металлург. – 2009. – №4. – С. 45-46.
5. Harcsik B., Tardy P., Karoly G. Examination of nozzle clogging in continuous casting / Revue de Métallurgie. – 2012. – Vol.109. – P. 177-186.
6. Chaudhuri J., Choudhury G., Kumar S. New generation ladle slide gate system for performance improvement / MPT International. – 2007. – Vol.30, Issue 6. – P. 38-42.
7. Современное оборудование для разливки и внепечной обработки стали: инновации и импортозамещение / В.И. Золотухин, Е.И. Гордеев, Д.А. Провоторов и др. // Металлургические процессы и оборудование. – 2012. – №3. – С. 40-45.
8. Bast J., Gorbatyuk S.M., Kryukov J.Yu. Horizontal hcc-12000 unit for the continuous casting of semifi-nished products / Metallurgist. – 2010. – Vol.54. – P. 299-301.
9. Расчет энергосиловых параметров системы быстрой замены погружных стаканов при непрерывной разливке стали / С.П. Еронько, Е.В. Ошовская, Д.А. Яковлев, К.В. Дубойский // Черная металлургия. – 2010. – №8. – С. 30-35.
10. Еронько С.П., Ткачев М.Ю. Аналитическое исследование энергосиловых параметров манипулятора быстрой замены погружных стаканов слябовой МНЛЗ с использованием принципа Даламбера / Современные проблемы теории машин. – 2015. – №3. – С. 98-102.
11. Еронько С.П., Сотников А.Л., Ткачев М.Ю. Совершенствование системы быстрой смены погружных стаканов для серийной разливки стали на слябовых МНЛЗ / Металлургические процессы и оборудование. – 2012. – №3. – С. 26-38.
12. Куклев А.В., Лейтес А.В. Практика непрерывной разливки стали. – М.: Металлургиздат, 2011. – 432 с.
13. Механический привод с редукторами, моторредукторами и коробками скоростей / П.Н. Учаев, Ю.Е. Гуревич, Е.В. Павлов, С.П. Учаева. – Старый Оскол: ТНТ, 2010. – 264 с.
14. Савинов А.П., Коробова Н.П., Самсонов В.Н. Теория механизмов и машин в авиастроении. – Самара: Изд-во СГАУ, 2008. – 160 с.
15. Ряховский О.А., Клыпин А.В. Детали машин. – М.: ДРОФА, 2002. – 288 с.

S.P. Eron'ko /Dr. Sci. (Eng.)/, E.V. Oshovskaya /Cand. Sci. (Eng.)/, M.Yu. Tkachev
Donetsk National Technical University (Donetsk)

CONSTRUCTIVE AND POWER PARAMETERS OF THE MANIPULATOR FOR REPLACEMENT OF THE SUBMERGED NOZZLE OF CONTINUOUS CASTING MACHINE

Background. *Systems for a quick replacement of refractory submerged nozzles of slab continuous casting machines (CCM) belong to original equipment. The lack of complete, accurate information in scientific and technical sources regarding the calculation methods of power parameters of these systems complicates and makes impossible the development of reliable, competitive domestic slab CCM tundish and serving manipulators. Therefore, the development of the design principles of the newly developed systems for a quick change of submerged nozzles is an actual scientific and technical task, especially in the implementation of import substitution programs in the heavy engineering industry.*

Materials and/or methods. *The analytical study of structural and power parameters of the manipulator for a quick replacement of refractory submerged nozzles is made with the use of fundamental provisions of theoretical mechanics and theory of mechanisms and machines. For power calculation of the manipulation system, the d'Alembert principle is applied. To calculate the kinematic parameters of the removal mechanism for a worn-out nozzle, comprising a planetary gear, the Willis method is used.*
Results. *The dependencies are revealed for determination of drive parameters of the main mechanisms manipulating spare and worn-out submerged nozzles. Kinematic and power calculations of the structural schemes of the main assemblies are made. The developed calculation method for constructive and power parameters of the manipulator for submerged nozzle replacement on the slab continuous casting machine allows to substantiate and appoint the rational drive characteristics of the mechanisms of feeding the spare and removal of worn-out submerged nozzles, as well as reduce time costs at the stage of designing of the whole machine.*
Conclusion. *The analytical dependencies obtained for the original design of the manipulator allow filling the gap in the domestic methodology of designing non-standard metallurgical equipment when implementing the import substitution programs, and their use in the process of machine operation will allow for a causal analysis of the variation of its reliability indicators. The proposed structural scheme of the manipulator provides a complete mechanization and automation of the operation of changing submerged nozzles avoiding even short-term cessation of continuous casting in the slab CCM.*

Keywords: *continuous casting machine, submerged nozzle, manipulator, d'Alembert principle, planetary gear, Willis method, the coefficient of efficiency.*

Статья поступила 27.03.2016 г.
© С.П. Еронько, Е.В. Ошовская, М.Ю. Ткачев, 2016
Рецензент д.т.н., проф. Н.А. Ченцов



УДК 658.58, 669.02.004.5

Н.А. Ченцов /д.т.н./
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ МОДУЛИ ТЕХНИЧЕСКОГО МЕНЕДЖМЕНТА В СИСТЕМЕ ТОиР

Обоснована группировка задач технического менеджмента в системе технического обслуживания и ремонта в модули: «План ремонта»; «История ремонта»; «Поставка материалов»; «Поставка запчастей»; «Склад»; «Образ оборудования». Функционирование каждого модуля, за исключением модуля «Образ оборудования», включает реализацию двух типовых этапов (формирование каталога и выполнение разметок), единых для любого предприятия, и уникального этапа (генерация документов из данных разметки). Уникальный этап разрабатывается для конкретного предприятия с учетом структуры и содержания его ремонтной документации. Приведен пример автоматизированного решения модуля в рамках Computerized Maintenance Management System.

***Ключевые слова**: ТОиР, CMMS, технический менеджмент, структура, модули, задачи, методы решения, автоматизация.*

Постановка проблемы

Одним из путей повышения эффективности методов решения задач технического менеджмента в системе технического обслуживания и ремонта (ТОиР) является их автоматизированная реализация в рамках Computerized Maintenance Management System (CMMS). Снижение трудоемкости разработки и модернизации CMMS, ее освоения на производстве требует объединения задач в типовые модули.

Анализ последних исследований и публикаций

В случае оборудования морских судов совокупность задач планирования и подготовки его обслуживания с целью обеспечения работоспособного состояния называют техническим менеджментом [1]. Этот термин, применительно к оборудованию промышленных предприятий, широко используется компанией ООО «КомМИТ», где «объектом управления в информационной системе ТОиР на основе решения «TRIM-Технический менеджмент» являются процессы ТОиР основных фондов предприятия» и «при этом решение «TRIM-Технический менеджмент» обеспечивает создание и поддержание единого информационного пространства в части ТОиР с учетом разграничения полномочий должностных лиц и территориально-распределенной системы управления предприятием, обеспечивает поддержку указанных субпроцессов» [2]. В этой работе также приведен перечень задач технического менеджмента, где, например, данные об оборудовании представлены в четырех субпроцессах и отсутствует разделение материальных ресурсов на запчасти и материалы. В работе [3] рассмотрена только часть задач технического менеджмента, касающаяся использования данных об оборудовании, а в работе [4] приведен перечень модулей, но отсутствует анализ их подобия, используемого в автоматизированном решении. Место технического менеджмента и группировка его задач приведены в стандарте [5] и работах [6,7]. В работе [8] задачи технического менеджмента объединены в «агентов». Агент «Оборудование» может принимать состояния (работа, простой, отказ) и представлен списком деталей, связей между ними. Агент «Инженер» выполняет диагностику оборудования, его остановку, ремонт и запуск в работу. Планирование ремонта и обеспечение его ресурсами выполняет агент «Главный инженер». Можно видеть близкое решение к построению структуры системы обслуживания автомобильной техники [9]. Автоматизированное решение задач технического менеджмента называют CMMS [10].

В рассмотренных и других известных работах отсутствует полноценная и обоснованная группировка задач CMMS в типовые модули и выделение подобных этапов их решения. Это не позволяет разработать эффективную автоматизированную систему ТОиР и затрудняет ее освоение ремонтным персоналом предприятия.

Цель (задачи) исследования

Целью данной работы является: объединение в модули задач технического менеджмента, решаемых в рамках системы ТОиР промышленно-

го предприятия; выделение подобных этапов в функционировании модулей; разработка единых подходов к автоматизированному решению модулей как элементов CMMS для снижения трудоемкости ее формирования и модернизации, освоения ремонтным персоналом предприятия.

Основной материал исследования

На первом этапе анализа системы ТОиР выделяются ее бизнес-процессы и связи между ними. Подходы к реализации бизнес-процессов на конкретном предприятии определяются не только принятой стратегией ремонтов, но и видом оборудования, местом, где выполняется его обслуживание. Принимая в качестве критериев классификации систем ТОиР сроки доступа ремонтного персонала к оборудованию и начала решения задач технического менеджмента, последовательность и характер их решения, выделены предельные случаи:

– ремонтный завод (станция технического обслуживания автомобилей), где доступ к оборудованию (автомобилю) возможен после снятия его с эксплуатации и поступления на ремонтный завод;

– промышленное предприятие с уникальным стационарным оборудованием, например, металлургический завод, где обеспечен непрерывный доступ к оборудованию в процессе его эксплуатации.

Обслуживание в рамках ремонтного завода выполняется для оборудования, изъятого из промышленного предприятия без остановки его технологического процесса. Это объясняется замещением, в технологическом процессе, ремонтируемого оборудования резервным. В процессе обслуживания на ремонтном заводе в основном реализуется две стратегии ремонтов. По нормативу, в соответствии с картами технического обслуживания после некоторого пробега, и по техническому состоянию, как результат осмотра автомобиля в процессе его обслуживания по нормативу. Такое обслуживание выполняется после передачи оборудования на ремонтный завод и предполагает оценку технического состояния оборудования, планирование и подготовку обслуживания непосредственно перед его выполнением. При этом считается, что материальные ресурсы, необходимые для обслуживания оборудования (запчасти), находятся на складе предприятия. Ограничениями на выполнение обслуживания являются трудовые ресурсы (штатный персонал ремонтного завода) и производственные площади, которые определяют количество одновременно обслуживаемого оборудования.

Обслуживание на месте эксплуатации характерно для металлургических, коксохимических предприятий, стационарного оборудования шахт. Его выполнение требует остановки технологического процесса, что приводит к потерям производства. Снижение потерь обеспечивается минимизацией продолжительности обслуживания. В рамках обслуживания реализуются следующие стратегии ремонтов: аварийная; по нормативу; по техническому состоянию; на прогнозных датах отказа. Учитывая уникальность оборудования, значительный объем запчастей планируется и закупается в единичных экземплярах под прогнозные даты ремонтов машины. Стандартные материальные ресурсы (подшипники, смазка и т.д.) планируются и закупаются в соответствии с методами, принятыми на ремонтных заводах. После выполнения обслуживания формируется его история в виде агрегатного журнала, где описываются реализованные ремонтные воздействия и использованные материальные ресурсы.

Таким образом можно видеть, что в случае обслуживания на месте эксплуатации оборудования реализуются все бизнес-процессы технического менеджмента, характерные для ремонтного завода, и ряд дополнительных. Это позволяет считать типовыми бизнес-процессы технического менеджмента при обслуживании стационарного оборудования. При этом можно считать, что различие бизнес-процессов на промышленных предприятиях заключается в виде ремонтных документов, имеющих собственные наименования и структуру, однако содержащие подобную информацию, например, описание содержания запланированного капитального ре-

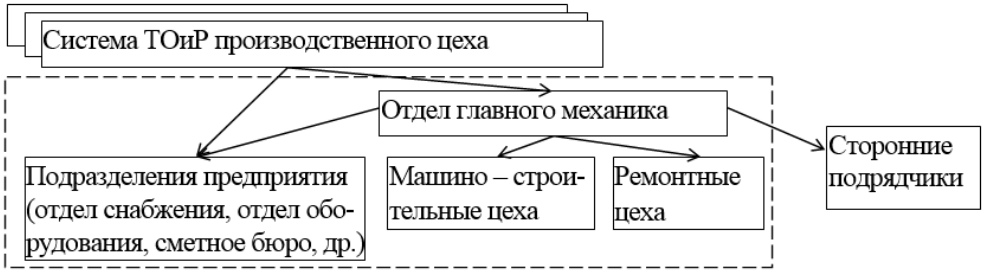


Рис. 1. Структура системы ТОиР металлургического оборудования

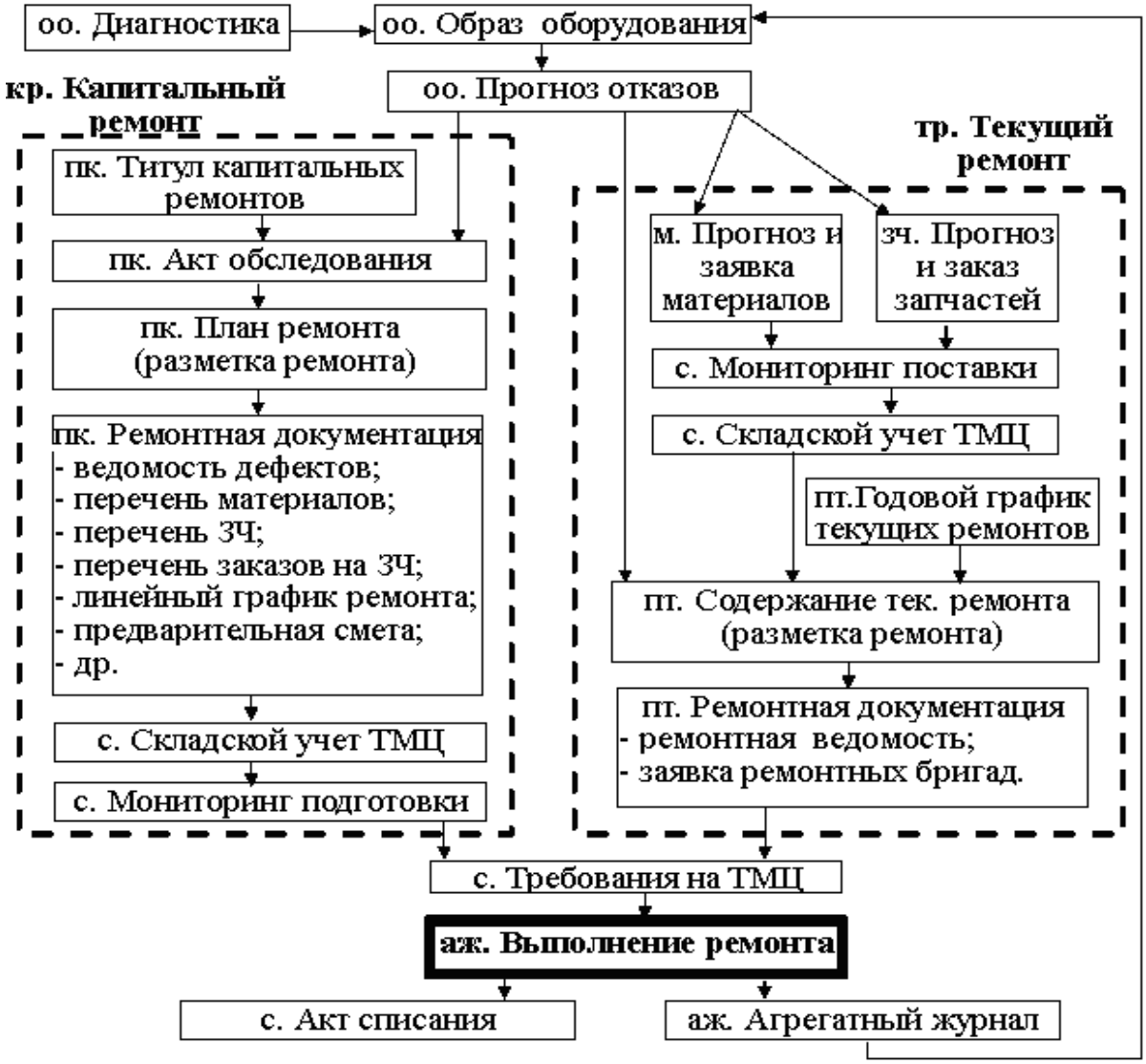


Рис. 2. Модули и бизнес-процессы системы ТОиР

монта или перечень материалов, необходимых для его выполнения.

Принимая в качестве исследуемой децентрализованную систему ТОиР стационарного уникального оборудования (металлургическое предприятие), как более сложную, в ее структуре можно выделить компоненты, показанные на рис. 1.

В рамках системы ТОиР производственного цеха (система ТОиР цеха) решаются задачи технического менеджмента, включающие: прогнозирование отказов оборудования и необходимых ремонтных воздействий; планирование ремонтов и заявку ресурсов для их выполнения; поставку ресурсов и описание после их использования. Необходимо отметить различие в подходах к обеспечению таких материальных ресурсов как запчасти, изготавливаемые по прилагаемым чертежам в машиностроительных цехах главного механика, и материалы, заказываемые по ГОСТам, справочникам и т.д. в отделе снабжения. Главному механику подчиняются ремонтные и машиностроительные цеха предприятия, которые являются источниками трудовых ресурсов и запасных частей соответственно. Отдел главного механика (ОГМ) планирует и управляет использованием ресурсов его цехов и сторонних подрядчиков, предоставляющих ремонтные бригады, для чего в его составе имеются специализированные бюро. Технологический персонал производственного цеха обеспечивает использование оборудования по назначению и дополнительно выполняет простые операции технического обслуживания, например, очистка оборудования и его смазка, замена рабочих органов машины. В структуре системы ТОиР показаны аффилированные к ней подразделения предприятия, которые не являются ее составными частями, однако они решают задачи поставки материальных, трудовых и финансовых ресурсов, необходимые для функционирования ремонтной службы. Например, отдел снабжения обеспечи-

вает поставку материалов, а отдел оборудования – запчастей от сторонних предприятий. Сметное бюро обеспечивает переход от технических характеристик запланированного обслуживания оборудования к финансовым и определению его стоимости.

Анализ характера и содержания задач, решаемых в компонентах системы ТОиР предприятия и его аффилированных подразделениях, позволяет видеть, что определяющим среди них является система ТОиР цеха. Именно в ней прогнозируются даты отказа оборудования и реализуются ремонтные воздействия по их предотвращению или устранению. Все прочие компоненты системы ТОиР предприятия выполняют функции по обслуживанию систем ТОиР цехов, откуда следует вывод о необходимости первоочередного совершенствования систем ТОиР цехов.

Понятие системы ТОиР цеха применимо в случае использования децентрализованной политики при построении системы ТОиР предприятия. В случае других политик (централизованной, инсорсинг, аутсорсинг), это понятие является удобным обозначением части компонента системы ТОиР предприятия, включающей задачи наиболее близко расположенных к обслуживаемому оборудованию. В международной практике автоматизированным решением такой системы считают CMMS.

В рамках CMMS решаются задачи технического менеджмента, включающие обработку различных данных и передачу ее результатов в виде документов между персоналом. Таким образом, в системе технического менеджмента документ является средством общения персонала. Управляющее воздействие на конкретного представителя CMMS представлено содержанием полученного документа. Среди всех документов можно выделить группу ремонтной документации. Она включает документы, характеризующие различные стороны собственно обслуживания (ремонта) оборудования, которые разрабатываются при его подготовке и после его выполнения. Перечень, содержание и сроки формирования ремонтной документации различаются для следующих бизнес-процессов:

– технического обслуживания – включающего ремонтные воздействия без использования запчастей. Содержание разрабатывается один раз на несколько лет;

– текущий ремонт – включает замену изношенных элементов кинематической цепи машины. Содержание разрабатывается за несколько суток до ремонта при упреждающей поставке материальных ресурсов;

– капитальный ремонт – включает замену базовых элементов машины. Содержание разрабатывается за год до ремонта с последующей поставкой материальных ресурсов.

Анализ характера и последовательности решения задач технического менеджмента при подготовке капитальных и текущих ремонтов позволил разработать блок-схему его бизнес-процессов (рис. 2).

Сравнение бизнес-процессов планирования и подготовки текущего и капитального ремонтов показывает различие в последовательности решения задач закупки материальных ресурсов и разработки содержания запланированного ремонта (см. рис. 2). В случае капитального ремонта (кр) за год до его выполнения разрабатывается содержание ремонта, а затем, в соответствии с содержанием, осуществляется закупка материальных ресурсов. В случае текущего ремонта (тр) предварительно прогнозируется потребность в материальных ресурсах и осуществляется их закупка. За несколько суток до текущего ремонта разрабатывается его содержание с учетом материальных ресурсов, имеющихся на складе.

Анализ методов и целей решения задач технического менеджмента позволил выделить типовые модули, реализующие близкие подходы к решению задач вне зависимости от вида бизнес-процесса – (кр или тр).

1. Образ оборудования (оо) включает описание обслуживаемого оборудования. Образ содержит: данные, характеризующие структуру комплекса оборудования; статические данные из чертежей элементов оборудования, используемые при разработке ремонтной документации; динамические данные, представленные законом распределения остаточного ресурса по элементам оборудования, используемые для прогнозирования даты отказа; экономические данные, характеризующие элементы оборудование как объекты основных фондов; паспортные данные оборудования, используемые для поиска аналогов; графическое представление оборудования в виде чертежей или 3D-моделей.

2. Поставка материалов (м) в наиболее сложном случае, соответствующем текущему ремонту, реализуется в два этапа. На первом этапе выполняется прогноз потребления материалов, представленный, например, годовой заявкой материалов, передаваемой из CMMS в отдел снабжения. В рамках этапа отдел снабжения находит предприятия и организации – поставщиков материалов, заключает рамочные договора и готовится к их закупке, однако поставку не осуществляет. На втором этапе из CMMS в рамках годо-

вой заявки выдается месячная заявка на материалы. В соответствии с этой заявкой отдел снабжения выполняет закупку материалов и их поставку на склад CMMS. В случае капитального ремонта выдается только целевая заявка на материалы, которая является основанием к их закупке.

3. Поставка запчастей (зч), в наиболее сложном случае, из машиностроительных цехов ОГМ для текущих ремонтов реализуется в два этапа. На первом этапе выполняется прогноз потребления, передаваемый из CMMS в виде заказов на запчасти. В соответствии с заказами бюро ОГМ разрабатывает технологию и готовится к изготовлению запчастей. На втором этапе из CMMS, в рамках ранее выданных заказов, выдается месячная заявка на изготовление запчастей. В соответствии с ней в цехах ОГМ изготавливают запчасти и передают их на склад CMMS. В случае капитального ремонта выдаются только заказы на запчасти, которые являются основанием к их изготовлению.

4. Складской учет (с) материалов и запчастей в CMMS. Включает учет документов (требования, накладные, возврат из производства, др.), характеризующих движение материальных ресурсов. Анализ содержания этих документов обеспечивает ведение каталога материальных ресурсов, учет выполнения месячных заявок на материалы и запчасти; формирование оборотных ведомостей и актов списания, др.

5. Планы капитального (пк) и текущего (пт) ремонтов в значительной степени разрабатываются при использовании близких подходов и включают формирование данных, представленных разметкой ремонта, используемых при генерации ремонтной документации. Первый этап разметки ремонта включает указание места в комплексе оборудования с точностью до узла, где будут выполняться ремонтные операции по восстановлению работоспособного состояния оборудования. На втором этапе описываются необходимые ремонтные операции, которые ставятся в соответствие узлам оборудования. В рамках третьего этапа по каждой ремонтной работе указываются временные, трудовые и материальные ресурсы, необходимые для их выполнения. После окончания разметки ремонта на основе ее данных выполняется генерация необходимых ремонтных документов: ведомости дефектов или ремонтной ведомости; заявки на ремонтные бригады для текущего ремонта; перечень материалов и заказов на запчасти для капитального ремонта, др.

6. История ремонтов включает данные о результатах обследования и обслуживания оборудования, фиксируемых в агрегатном журнале (аж). По результатам периодических осмотров оборудования в агрегатном журнале фиксируются замечания к его техническому состоянию. На основе этих замечаний и другой информации выполняется планирование ремонтных воздействий. После выполнения ремонтных воздействий данные об их содержании и использованных материальных ресурсах заносятся в агрегатный журнал. Содержание агрегатного журнала используется при: определении параметров моделей для прогнозирования даты отказа элементов оборудования; контроле осмотров оборудования и использования материальных ресурсов; выявления «узких мест» оборудования и др.

Анализ содержания и места ремонтной документации в CMMS позволил выделить 6 специализированных модулей технического менеджмента, объединенных в три группы:

– справочники – включают данные, которые практически не изменяются в процессе эксплуатации оборудования и представлены модулями: «Образ оборудования» и другие справочники;

– логистика – включает модули материального обеспечения: «Поставка материалов»; «Поставка запчастей»; «Складской учет»;

– ремонт – включает модули планирования и описания ремонта: «План ремонта»; «История ремонтов».

При этом, результатом использования модулей в группах логистики и ремонта является разработка ремонтной документации. Анализ подходов к разработке ремонтных документов, реализуемых в модулях этих блоков, позволил выделить три подобных этапа в функционировании модуля. Первый этап включает формирование сводных данных о документе и его разметке. Совокупность сводных данных составляет каталог разметок документов. На втором этапе формируется содержание разметки документа, выполняемой единым образом для группы подобных документов. Например, в модуле складской учет такими документами являются: требование; накладная; возврат из производства и др. На третьем этапе на основе единой разметки, возможно, используя только часть ее данных, могут генерироваться различные документы. Например, из разметки ремонта можно генерировать: ведомость дефектов; ремонтную ведомость; перечень запчастей и ремонтных бригад и др.

Анализ подходов, реализуемых на первом и втором этапах формирования ремонтной документации показал их независимость от методов, принятых в CMMS конкретного предприятия. На третьем этапе выполняется генерация ремонтных документов, форма и содержание которых

должны удовлетворять требованиям CMMS на конкретном предприятии. Следовательно, автоматизированная реализация первого и второго этапов модуля технического менеджмента является типовой и не зависящей от требований конкретного предприятия. Отличием третьего этапа является его уникальность, обусловленная собственными требованиями конкретного предприятия к содержанию, структуре и форме документов. Это требует разработки специализированного программного обеспечения для реализации третьего этапа, где выполняется формирование и выдача готового ремонтного документа.

Особенно наглядно различия в этапах реализации видны в модуле «План ремонта», обеспечивающего выполнение разметки ремонтов и последующее ее использование при формировании документов, отражающих содержание запланированного ремонта. В рамках модуля, на основе программного решения, единого для любого предприятия, формируется каталог разметок ремонтов и содержание каждой из них. В каталоге разметок ремонтов по каждой из них приводятся сводные данные о ремонте, включающие наименование ремонта, его вид, сроки и прочее (рис. 3).

Разметка запланированного ремонта включает детальные данные о его содержании и представлена в виде расширенного дерева оборудования, включающего информацию, необходимую для формирования ремонтных документов (рис. 4).

На дереве разметки ремонта выделено пять уровней, отражающих стороны запланированного ремонта:

– три верхних уровня показывают место в комплексе оборудования с точностью до узла, где запланировано выполнение ремонтной работы;

– на четвертом уровне описывается ремонтная работа, трудовые и временные ресурсы, необходимые для ее выполнения;

– на пятом уровне указываются материальные ресурсы, необходимые для выполнения ремонтной работы.

Для снижения трудоемкости выполнения разметки ремонта и уменьшения количества ошибок при ее формировании широко используются справочники, характеризующие:

– машины и участки агрегата, как фрагмент образа оборудования, для указания места в оборудовании, где необходимо выполнить ремонтное воздействие;

– узлы выбранной машины и возможные ремонтные работы для восстановления их работоспособного состояния;

– запчасти и материалы для ремонтных работ на выбранном узле;

– ремонтные бригады необходимой специализации;

– типовую разметку ремонтных работ.

Уникальная часть программного обеспечения модуля ремонтов, используемая при генерации ремонтных документов, разрабатывается непосредственно для каждого предприятия в соответствии с его требованиями. Эта часть обеспечивает, на основе данных единой разметки ремонта, формирование любого из следующих документов:

– ведомости дефектов, отражающей содержание запланированного капитального ремонта;

– ремонтной ведомости, отражающей содержание запланированного текущего ремонта;

– целевой заявки на материалы для капитального ремонта;

– перечня заказов на запчасти для капитального ремонта;

– заявки ремонтных бригад для текущего ремонта;

– наряда на выполнение ремонта, и др.

Приведенные три этапа решения задач модуля «План ремонта»: типовые (каталог разметок, содержание разметки) и уникальный (генерация документов) могут быть сформированы для любого модуля из групп ремонтов и логистики. В целом, задачи технического менеджмента, реализованные в виде CMMS, включают шесть модулей, имеющих подобную структуру и этапы использования, что облегчает их освоение персоналом ремонтной службы.

Выводы

1. Общий вид автоматизированной системы CMMS соответствует случаю ответственного стационарного оборудования при децентрализованной политике обслуживания.

2. В структуре CMMS задачи технического менеджмента представлены группами модулей:

– ремонт, включает модули: план ремонта, история ремонта;

Тип	Наименование	Элемент оборудования	Дата начала	Время начала	Продол-ть	Вид простоя	Часов в смене	фДата начала	фВремя начала	фПродол-ть
Аварийный	Авар. ремонт стана 250, 18.02.15	Прокатный стан	18.02.2015	15:00	03:00	АварАгрег	12	18.02.2015	15:00	03:00
Капитальный	Кап. ремонт стана 250 (март 2015)	Прокатный стан	23.03.2015	7:00	7.15:00	Ремонт	12	23.03.2015	0:00	7.05:00
Текуший	Тек. ремонт 25.02.15	Прокатный стан	25.02.2015	10:00	08:00	Ремонт	8	27.02.2015	13:00	08:00
Текуший	Тек. ремонт 25.04.15	Прокатный стан	15.04.2015	12:00	06:00	Ремонт	8			

Рис. 3. Каталог разметок ремонтов

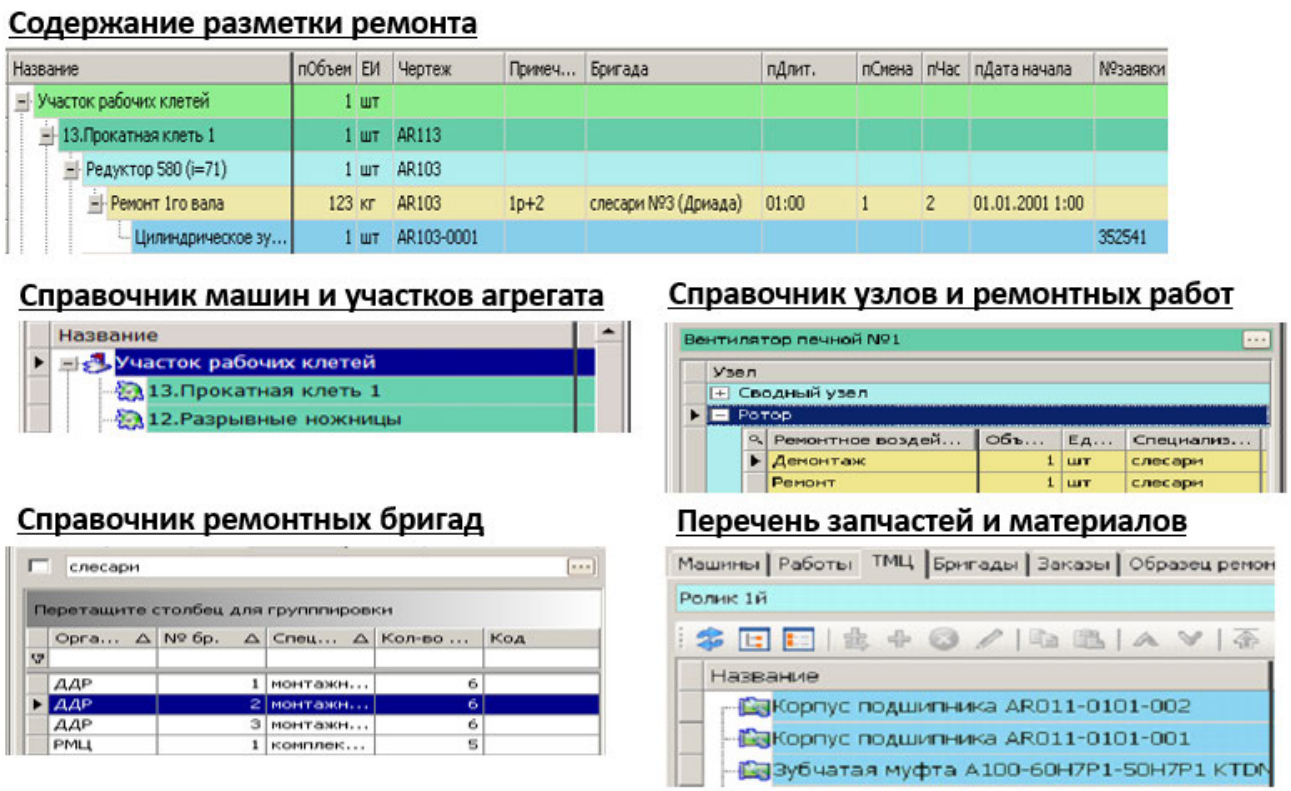


Рис. 4. Разметка ремонта и ее справочники

– логистика, включает модули: поставка материалов и запчастей, складской учет;

– справочники, включает модули: образ оборудования, перечень ремонтных бригад, перечень специализаций ремонтных бригад и др.

3. Задачи модулей, за исключением справочников, решаются в три этапа. Этапы, единые для любого предприятия: 1 – формирование каталога разметок; 2 – выполнение разметки. Уникальный 3 этап – генерация ремонтной документации из данных разметки, выполняемая с учетом структуры и содержания документов, используемых на конкретном предприятии.

Список литературы

1. Технический менеджмент судов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.almar.lt/ru/sudovoe-upravlenie/menedzment
2. Общая характеристика решения «TRIM Технический менеджмент» [Электронный ресурс]. – Режим доступа http://commit.name/index.php?MainShowID=181
3. Ченцов Н.А., Седуш В.Я. Сущности технического менеджмента системы ТОиР промышленного предприятия / Механическое оборудование металлургических заводов. Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова. – 2014. – Вып.3. – С. 8-18.
4. Ченцов Н.А., Бобровицкий В.Я. Модули автоматизированной системы ремонтной службы цеха металлургического предприятия / Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2011. – №3. – С. 110-114.
5. BS ISO 55001:2014. Asset management. Management systems. Requirements [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.iso.org/iso/iso-55089-colour_pdf.pdf
6. Palmer R.D. Maintenance Planning and Scheduling Handbook: Second Edition. – New York: McGraw-Hill, 2006. – 861 p.
7. Harper J. CMMS Work Order Management / AMMJ. – 2014. – March. – P. 22-24.
8. Кизим А.В., Пантелеев В.В. Разработка модели технического обслуживания и ремонта оборудования, основанная на агрегатном подходе / Сб. науч. тр. 2-й Межд. науч.-практ. конф., посвященной 50-летию Юго-западного гос. ун-та: в 2-х т. Т.2., Курск, 22-23 апреля 2014 г. – С. 174-178.
9. Епифанов Л.И., Епифанова Е.А. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: ИД «ФОРУМ»-ИНФРА-М, 2009. – 352 с.
10. Bryan Weir Computerized Maintenance Management System (CMMS) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.plant-maintenance.com/articles/CMMS_systems.shtml

N.A. Chentsov /Dr. Sci (Eng.)/
Donetsk National Technical University (Donetsk)

AUTOMATED MODULES OF TECHNICAL MANAGEMENT IN THE SYSTEM OF MAINTENANCE AND REPAIR

Background. *The analysis of the complex tasks of technical management in the system of equipment maintenance has allowed allocating the following modules: "Repair plan"; "History of repairs"; "Supply of materials"; "Spare parts supply"; "Storage"; "Image of equipment". Two phases common for any enterprise and a unique phase designed for a particular enterprise, taking into account the structure and content of its maintenance documents, are allocated in the functioning of a number of modules. The developed modules form the basis of Computerized Maintenance Management System (CMMS).*
Materials and/or methods*. The objective of this paper is the selection of standard modules in the complex of technical management tasks to be solved in the operation of the repair department of an industrial enterprise. The business processes of planning and preparing maintenance, current, and capital repairs are investigated, which allowed identifying such problems and creating standard modules. The equipment data module contains the totality of the normative and reference information used in the planning and preparation of the equipment maintenance. The modules of the actual planning and preparation of equipment maintenance provide a definition and formal description of the maintenance content, application and supply of labor, material, and other resources. The procedure of the functioning of any of these modules involves the implementation of two typical phases (the directory formation and the markup) common for any enterprise and a unique phase (documents generation by the markup data). The content of the unique phase is developed for a particular enterprise, taking into account the structure and the content of its maintenance documents. The approach to building the automated solution of the allocated standard modules within the CMMS is proposed.*
Results*. Grouping tasks of technical management in six standard modules is performed. The approaches to solving the problems of the proposed modules when planning and preparing repairs of the mechanical equipment of industrial enterprises are given.*
Conclusion. *The business processes of the technical management in equipment maintenance are investigated that has allowed to describe their structure and to allocate such tasks. The methods of their solution within the CMMS computerized system of the equipment maintenance are considered. This reduces the complexity of developing such systems, their study, and development in the conditions of industrial enterprises.*

Keywords: *maintenance and repair, CMMS, technical management, structure, modules, tasks, methods of solution, automation.*

Статья поступила 06.03.2015 г.
© Н.А.Ченцов, 2016
Рецензент д.т.н., проф. В.Я. Седуш

НОВИНКИ ИЗД-ВА «ДОНЕЦКАЯ ПОЛИТЕХНИКА»



Логика: учебно-методическое пособие / автор-составитель: В.И. Пашков. – Донецк: ООО «Технопарк ДонГТУ «УНИТЕХ», 2016. – 196 с. ISBN 978-966-8248-72-6

Учебно-методическое пособие содержит шесть тем, каждая из которых изложена в соответствии с выделенными вопросами плана и на основе приведенной литературы. В пособии раскрыта объектно-предметная область логики, в рамках которой рассмотрен ее язык, проанализированы рациональные формы мышления (понятие, суждение, умозаключение) в их единообразной последовательности, представлены как основные, так и неосновные законы логики, а также доказательство и опровержение как особые логические процедуры.

УДК 621.771.28

С.Р. Рахманов
Национальная металлургическая академия Украины (Днепропетровск)
В.Т. Вышинский, С.М. Крышин
ООО «НПФ Восток Плюс» (Днепропетровск)
В.В. Поворотний
Национальная металлургическая академия Украины (Днепропетровск)

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СТАНИН РАБОЧЕЙ КЛЕТИ СТАНА ХОЛОДНОЙ ПИЛЬГЕРНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ

Приведены результаты комплексных исследований напряженно-деформированного состояния станин рабочих клетей станов холодной пильгерной прокатки труб (ХПТ) конструкций ОАО «Электростальский завод тяжелого машиностроения» и ООО «НПФ Восток Плюс». Обосновано использование в технологической линии стана ХПТ станины рабочей клети рациональной конструкции. Предложена методика оптимизации геометрических параметров образующей стоек станины рабочей клети рациональной конструкции. Анализ результатов исследования показал, что для достижения равномерности нагружения элементов станины необходимо выполнение продольной перемычки, связывающей внутреннюю и наружную оболочки конструкции переменной толщины. Полученные результаты использованы в расчетах при разработке конструкции станины для стана ХПТ 32. Эксплуатация конструкции рациональной рабочей клети на станах ХПТ 32 в промышленных условиях в режиме, характеризуемом, в основном, жесткими условиями прокатки труднодеформируемых сталей и специальных сплавов, подтверждает ее значительную прочность, повышенную жесткость и высокую эффективность в работе. Установлено, что достигнуто расширение технологических возможностей станов ХПТ и увеличение их производительности.

Ключевые слова: *холодная прокатка труб, стан, рабочая клеть, валок, станина, образующая, перемычка, подушка, масса, труба, жесткость, деформация, напряжения, запас прочности.*

В настоящее время в отраслях отечественной трубной промышленности сложилось жесткая экономическая ситуация, что обуславливает необходимость в более рациональном подходе к вопросу повышения качества холоднокатаных труб и высокой надёжности основного технологического оборудования, на котором эта продукция изготавливается. В данных условиях особое внимание стоит уделить инновационным технологиям холодной пильгерной прокатки и вопросам комплексной модернизации отечественных станов холодной прокатки труб (ХПТ).

Одним из базовых элементов станов ХПТ является рабочая клеть, совершенствование конструкции которой влияет не только на основные показатели качества продукции, но и приводит к повышению эксплуатационной надёжности работы клети, а, как следствие, и функционирования стана ХПТ в целом. Наиболее трудоемкими в изготовлении и часто выходящими из строя узлами являются станина рабочей клети и установка валков станов ХПТ [1-3].

Отметим, что рабочие клети конструкции ОАО «Электростальский завод тяжелого машиностроения» (ЭЗТМ) получили широкое применение ещё в 60-х годах прошлого века. Данная конструкция рабочей клети до сих пор производится изготовителями станов ХПТ и работает на большинстве металлургических предприятий Украины. Однако, учитывая тяжелые условия работы и высокие технологические нагрузки, в местах концентрации напряжений станины образуются характерные трещины, которые с течением времени развиваются, что в конечном итоге приводит к разрушению самой станины [4,5].

Целью данной работы является раскрытие скрытых возможностей и совершенствование конструкции станины стана ХПТ 32 комплексным исследованием ее напряженно-деформированного состояния (НДС). Разработка практических мероприятий по модернизации станины рабочей клети стана ХПТ.

С учетом вышеизложенных условий, ниже приведено детальное исследование НДС несущих элементов станины рабочей клети стана ХПТ 32 двух различных конструкций – ЭЗТМ и

ООО «НПФ Восток Плюс» [6].

С помощью программного комплекса SolidWorks Simulation [7] выполнено комплексное трёхмерное моделирование конструкций станин методом конечных элементов (МКЭ), что позволяет корректировать и уточнять геометрические параметры конструкции образующей стоек станины и в целом добиться оптимизации компоновки элементов станины для стана ХПТ 32 в активном режиме.

В данной постановке конструкторами ООО «НПФ Восток Плюс» была предложена схема модернизации и доработана исходная техническая документация (оптимизация геометрии) станины рабочей клети стана ХПТ 32, изготовленная по аналогии с опытно промышленными образцами станин конструкции, согласно работы [8].

На рис. 1-3 представлены результаты комплексных исследований и сравнительный анализ НДС рассматриваемых станин. Данные исследования выполнены в масштабе один к одному согласно существующей и разработанной проектно-технической документации [9]. При этом на элементы станин были наложены соответствующие ограничения, максимально близкие к реальным условиям их эксплуатации и приложена принятая технологическая нагрузка в размере 0,5 МН [4,6].

Комплексные исследования НДС показали, что станина конструкции ООО «НПФ Восток Плюс» превосходит станину конструкции ЭЗТМ по большинству базовых параметров. При одинаковых габаритах и близких массах, напряжения, возникающие в станине рациональной конструкции, в 3,5 раза ниже, чем в станине конструкции ЭЗТМ. Что касается коэффициентов запаса прочности, то на рис. 3 показана картина с участками, где он ниже определенных значений. Так, например, соответственно на рис. 3а выделены участки, где коэффициент запаса прочности станины ниже 15, а на рис. 3б указаны зоны, где он ниже 10. Опыт эксплуатации рабочей клети конструкции ЭЗТМ свидетельствует, что, как правило, в этом же месте и происходит разрушение самой станины. Отметим, что перемещения, а соответственно и жесткость станин тоже отличаются в 2,3 раза.

Численные результаты и сравнительные характеристики основных показателей исследования НДС станин рабочей клети стана ХПТ 32 конструкций ЭЗТМ и ООО «НПФ «Восток-

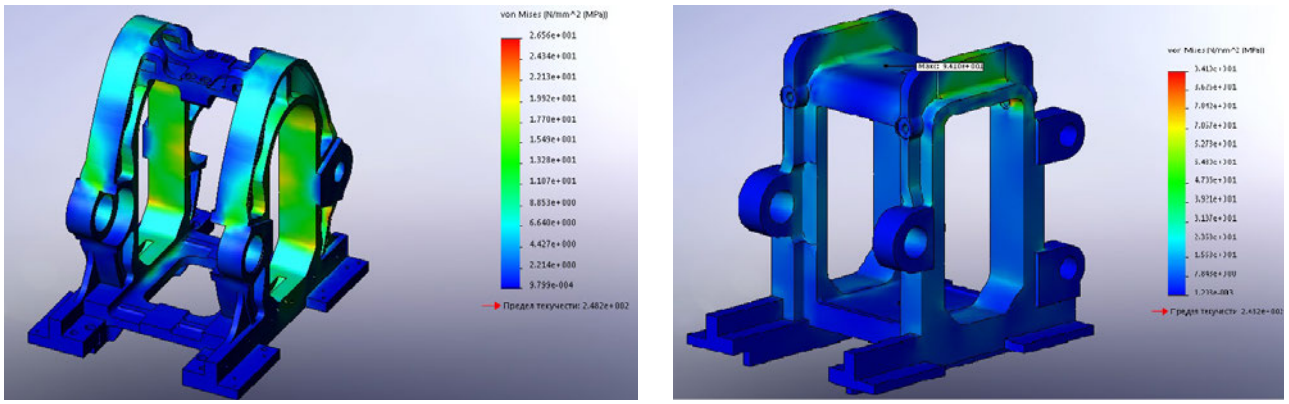


Рис. 1. НДС (картины напряжений) станин рабочей клети стана ХПТ 32 рациональной формы конструкции ООО «НПФ Восток Плюс» (*слева*) и конструкции ЭЗТМ (*справа*)

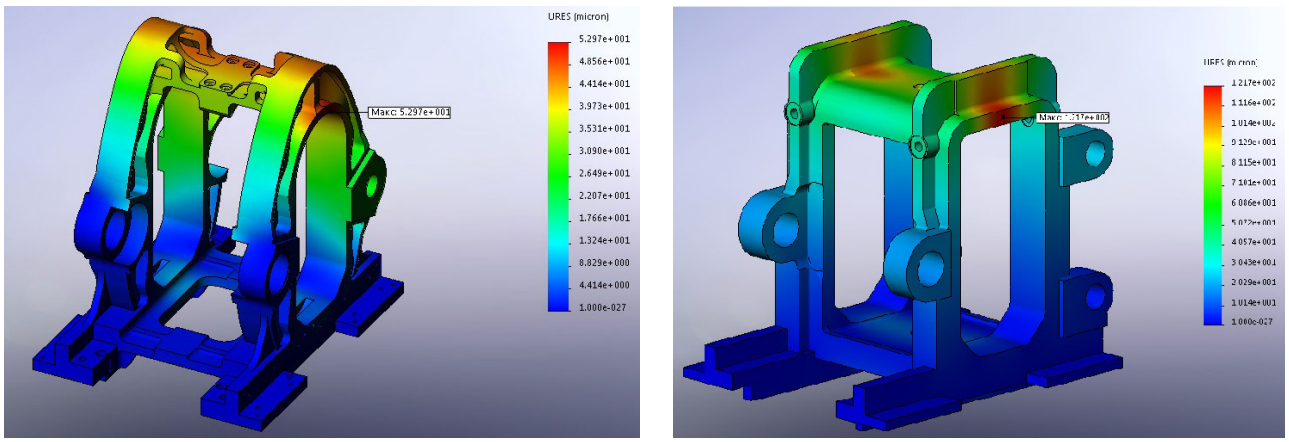
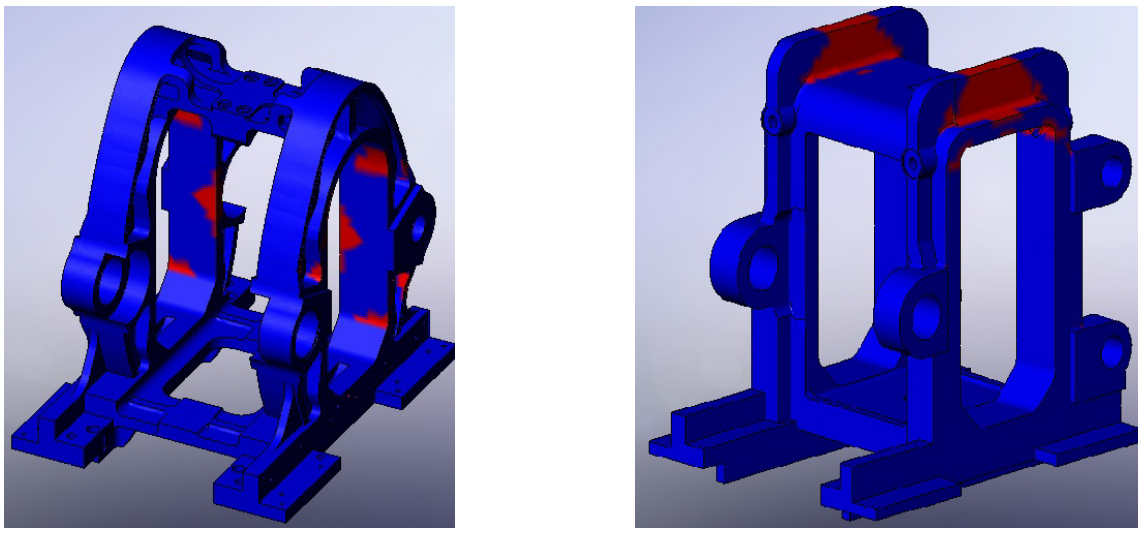


Рис. 2. НДС (картины перемещений) станин рабочей клети стана ХПТ 32 рациональной формы конструкции ООО «НПФ Восток Плюс» (*слева*) и конструкции ЭЗТМ (*справа*)



а б

Рис. 3. НДС (картины запаса прочности) станин рабочей клети стана ХПТ 32:
а – станина рациональной формы конструкции ООО «НПФ Восток Плюс»;
б – станина конструкции ЭЗТМ

Табл. 1. Результаты исследования НДС станин рабочей клети стана ХПТ 32

№ п.п.	Тип станины	Технологическая нагрузка, кН	Максимальные напряжения, МПа	Максимальные деформации, мм	Коэффициент запаса прочности
1	ООО «НПФ Восток Плюс»	500	26,5	0,053	15
2	ЭЗТМ	500	105,3	0,121	8

Плюс» приведены в табл. 1.

Анализ НДС станин рабочей клети показали, что напряжения и перемещения станины конструкции ЭЗТМ, в частности, определяются рабочими положениями клина нажимного устройства установки валков и имеют разные значения.

Рабочая клеть стана ХПТ 32 конструкции ООО «НПФ Восток Плюс» оснащена нажимным устройством [9], которое кардинально отличается от нажимного устройства станины конструкции ЭЗТМ. Благодаря оптимизации конструкции нажимного устройства, установленного в проемах стоек станины перпендикулярно оси прокатки, клинья имеют постоянные перемещения вне зависимости от их положения, что обеспечивает постоянный контакт вставок по дуге со стойками станины в вертикальной плоскости.

Далее были выполнены исследования напряжений и перемещений стоек станины рабочей клети конструкции ЭЗТМ с учетом дискретных положений клина нажимного устройства (рис. 4).

Как известно, длина прямолинейного участка стойки станины, контактирующего с клином нажимного устройства, равна 290 мм, а рабочая часть клина составляет 100 мм. Следовательно, свободный ход клина от крайнего правого до крайнего левого положения по ходу процесса прокатки трубы составляет 190 мм. Для оценки дискретных значений напряжений и деформаций станины стана ХПТ 32 рабочий ход клина нажимного устройства был разделен на 5 равных положений (рис. 4б).

Тогда для каждого выбранного положения клина определяем максимальные напряжения в рассматриваемом сечении станины и перемещения верхней части станины методом МКЭ с применением программного комплекса SolidWorks Simulation [7]. Результаты исследования представлены в табл. 2.

Опираясь на данные табл. 2, построены соответствующие зависимости максимальных напряжений в выбранных сечениях станины и перемещений верхней части рамы станины с учетом положения клина нажимного устройства (рис. 5).

Из рис. 5 видно, что при разных положениях клина максимальные напряжения и деформация клети имеют различные показатели. Полученное означает, что при различных рабочих положениях клина изменяются показатели жесткости (деформации) станины, что, в свою очередь, влияет на качество выпускаемой продукции.

Проанализируем некоторые результаты экспериментальных исследований влияния жесткости рациональной рабочей клети и параметров нового нажимного устройства установки валков стана ХПТ 32 на точность прокатываемых труб.

Для проведения комплексных исследований

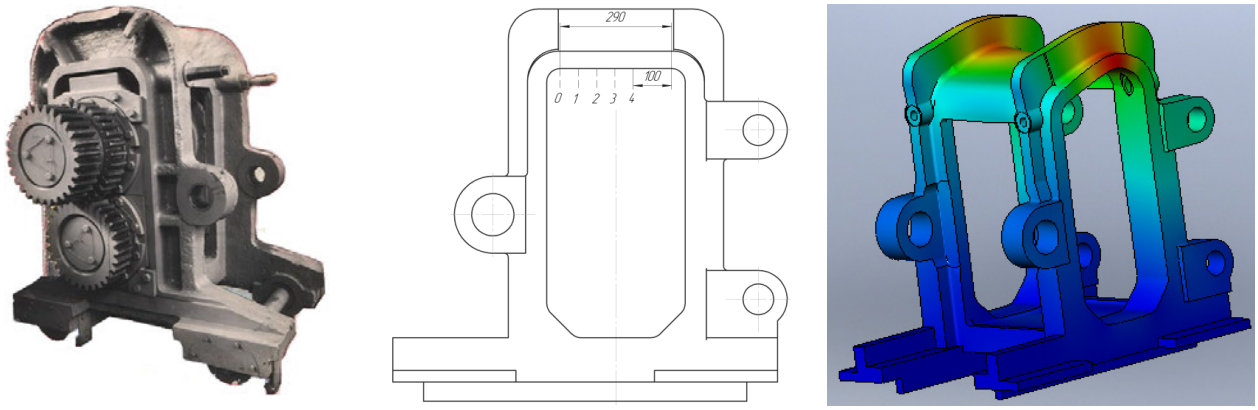
выбраны соответственно наиболее загруженные станы ХПТ 32 двух предприятий ООО «Титан Украина» и ООО «ПО «ОСКАР», оснащенные рабочей клетью повышенной жесткости с новым нажимным устройством.

Было прокатано два пакета труб. Первый из титанового сплава Ti-3Al-2.5V по маршруту 16×1,7→10×1,05 (далее пакет №1). Второй из сплава Gr2 по маршруту 25×2,8→18×1,5 (далее пакет №2). В первом пакете из 25 труб-заготовок выкатано 65 труб готового размера. Во втором пакете из 27 труб-заготовок выкатано 72 трубы. Прокатка велась в калибрах с исходной развалкой 60°.

До и после прокатки трубы подвергались диагностике на установках ультразвукового контроля, в ходе которой, среди прочих параметров, были произведены замеры поперечной разностенности труб во всех сечениях вдоль каждой трубы.

На рис. 6 показаны полигоны параметров распределения частот поперечной разностенности первого, а на рис. 7 – второго пакетов.

Результаты прокатки труб первого пакета (сплав Ti-3Al-2.5V, маршрут 16×1,7→10×1,05), представленные ООО «Титан Украина», показали, что максимальное значение поперечной разностенности в абсолютных единицах уменьшилось с 0,2 до 0,15 мм, т.е. станом раскатано 25 % максимальной абсолютной разностенности. С другой стороны, максимальная относительная разностенность увеличилась с 11,8 до 13,2 %. Тот же процесс наблюдается и со значениями минимальной поперечной разностенности: абсо-

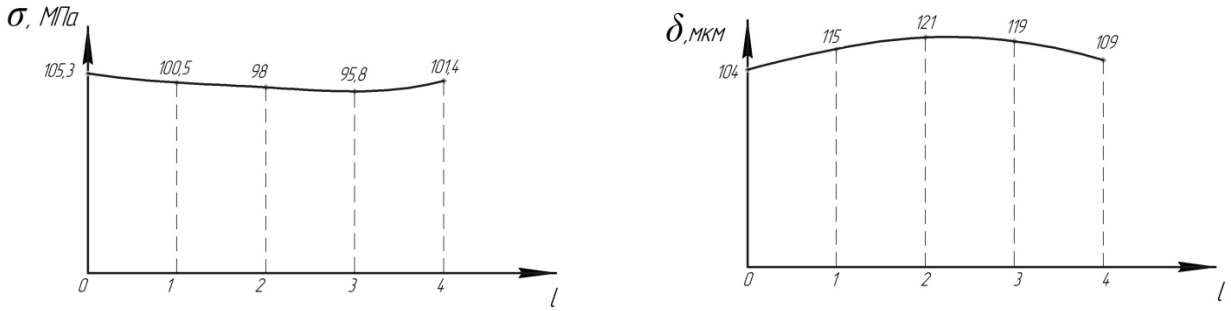


а б в

Рис. 4. Рабочая клеть стана ХПТ 32 конструкции ЭЗТМ (*а*), схема к расчёту деформаций верхней поперечины станины с учетом положений клина нажимного устройства (*б*) и НДС клети (*в*)

Табл. 2. Максимальные напряжения в станине и перемещения верхней части рамы в зависимости от положения клина нажимного устройства стана ХПТ 32

№ п.п.	Параметры расчета	Положения клина нажимного устройства (рис. 4б)				
1	Сечение	0	1	2	3	4
2	Напряжение	105,3	100,5	98	95,8	101,4
3	Перемещение	104 76,7 35,4	115 86,3 47,5	121 90,4 55,7	119 87,6 44,4	109 79 33



а б

Рис. 5. Максимальные напряжения (*а*) и перемещения (*б*) в выбранных сечениях станины рабочей клети стана ХПТ 32 конструкции ЭЗТМ с учетом положений клина нажимного устройства

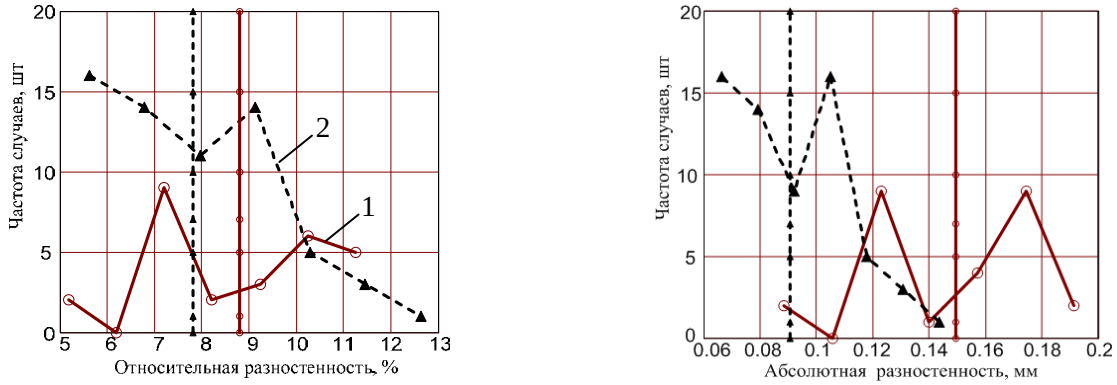


Рис. 6. Полигоны поперечной разностенности труб из сплава Ti-3Al-2.5V, прокатанных на стане ХПТ 32 с клетью повышенной жесткости и новым нажимным устройством по маршруту 16×1,7→10×1,05 (пакет №1 ООО «Титан Украина»)
1 – труба-заготовка; *2* – готовая труба

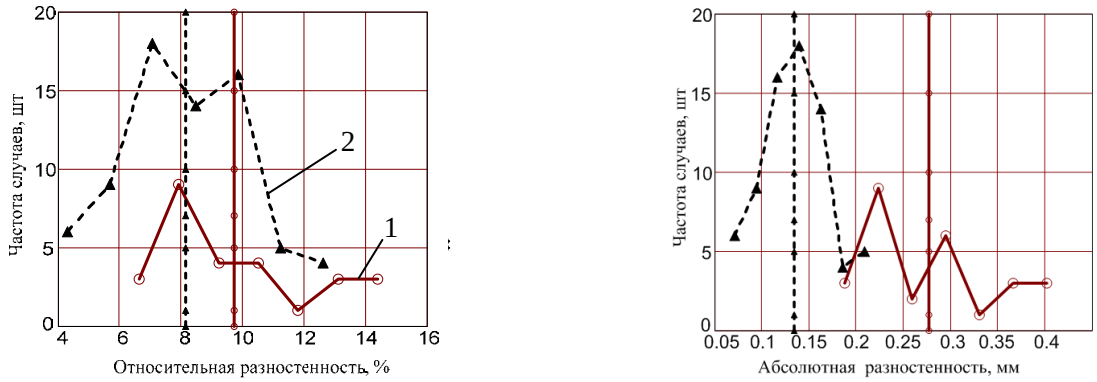


Рис. 7. Полигоны поперечной разностенности труб из сплава Gr2, прокатанных на стане ХПТ 32 с клетью повышенной жесткости и новым нажимным устройством по маршруту 25×2,8→18×1,5 (пакет №2 ООО «ПО «ОСКАР»):
1 – труба-заготовка; *2* – готовая труба

лютная уменьшилась с 0,08 до 0,06 мм (-25 % в абсолютных единицах); относительная увеличилась с 4,7 до 5,1 %. Эти данные корреспондируются с выводами, указанными в работе [6]. Отметим, что чем меньше толщина стенки, тем сложнее уменьшить относительную разностенность труб.

Практика показывает, что для каждой толщины стенки трубы существует определенная граница значений уменьшения абсолютной разностенности – ниже ее относительная разностенность растет, а выше – падает. Безусловно, данные факты являются задачей для отдельного детального теоретического исследования.

Несмотря на вышесказанное, уменьшение абсолютных значений средней разностенности с 0,15 до 0,091 мм (-39,3 % в абсолютных единицах) позволило уменьшить значение средней относительной разностенности с 8,81 до 7,8 % (-0,98 %). Уменьшилось и среднеквадратическое отклонение с 1,8 (0,031 мм) до 0,8 % (0,02 мм).

Прокатка труб второго пакета (ООО «ПО «ОСКАР», сплав Gr2, маршрут 25×2,8→18×1,5) показала лучшие результаты. Уменьшение абсолютной разностенности с 0,42 до 0,22 мм (-46,62 % в абсолютных единицах) позволило снизить относительную с 15,1 до 13,3 %. Характерно, что с 0,17 (5,9 %), до 0,06 мм (3,6 %) уменьшилась и минимальная разностенность труб. При этом, средняя разностенность уменьшилась с 9,75 (0,277 мм) до 8,2 % (0,135 мм). Показатели среднеквадратического отклонения изменились с 2,6 (0,074 мм) до 2,197 % (0,037 мм). Обе схемы прокатки труб на стане ХПТ 32 показали, что снижение абсолютных значений разностенности достаточно велико.

В процессе комплексных исследований стана ХПТ 32 сила прокатки, с учетом характера максимального нагружения элементов станины рациональной формы, достигала соответственно 510 кН при прямом ходе клети, и 374 кН при обратном (прокатка труб из стали 12Х18Н10Т по калибровке 38×4,3→20×1,6 при скорости прокатки 85 дв.х/мин). При движении клети вперед и назад в шатунах главного привода возникают усилия, значения которых равны 40,6 и 29 кН или примерно 7,99-5,7 % от результирующей силы прокатки, что хорошо согласуется с соот-

ветствующими теоретическими положениями процесса пильгерной прокатки труб.

Опыт эксплуатации рациональной рабочей клети в составе всего технологического оборудования станов ХПТ 32 конструкции ЭЗТМ показывает высокую надежность и эффективность работы, при которой достигнуты следующие показатели: увеличение производительности стана на 6,7 %; снижение массы рабочей клети на 14 %; экономия энергозатрат на 9,23 %; повышение срока службы станины рабочей клети при прокатке труднодеформируемых сталей и сплавов фактически в 3,6 раза; повышение качества готовой продукции на 25,6 % за счет увеличения жесткости рабочей клети в 3,82 раза; отклонение геометрических размеров прокатываемых труб по стенке (максимум) 5 %, по наружному диаметру (максимум) ±0,1 мм, уменьшение брака «накат» на 5 %.

Применением оптимального нажимного устройства установки рабочих валков, которая обеспечивает условия равномерного нагружения станины, достигнуты все показатели качества точности партии прокатываемых труб из марок сталей 12Х18Н10Т размеров 20×1,6 и Х18Н10Т – 14×2. Это указывает на значительное расширение технологических возможностей стана ХПТ 32. Основные показатели прокатываемых труб соответствуют ГОСТ 9941-81 «точность высокая», где предельные отклонения геометрических размеров труб равны: по стенке ±5-7 %, по наружному диаметру ±0,1 мм.

Таким образом, в результате комплексных исследований НДС станин различных конструкций рабочих клетей станов ХПТ 32, было выявлено следующее.

1. Максимальные напряжения конструкции станин рабочей клети ЭЗТМ превышают напряжения в станине клети рациональной в 3,5 раза.

2. Установлено, что станина клети рациональной конструкции обладает большей жесткостью, чем станина клети ЭЗТМ. Максимальные перемещения станин при одинаковом нагружении их силой прокатки трубы 0,5 МН отличаются в 2,3 раза.

3. Картины НДС и запаса прочности станин показывают, что станина рациональной конструкции имеет более высокие показатели резервов прочности и, как следствие, является более простой и надежной в эксплуатации, чем станина конструкции ЭЗТМ.

4. Установлено, что в зависимости от положения клина нажимного устройства, станина конструкции ЭЗТМ имеет различные показатели деформации перемещения в зависимости от технологической нагрузки и, как следствие, различную жесткость. Следовательно, качество труб, кроме всего прочего, определяется положениями клина нажимного устройства рабочих валков. Отметим, что для станины рациональной конструкции перемещения стоек станины не зависят от положения клина, что подтверждает высокие показатели стабильной жесткости станины

Список литературы

1. Гриншпун Н.И., Соколовский В.И. Станы холодной прокатки труб. – М.: Машиностроение, 1967. – 239 с.
2. Кофф З.А., Соловейчик П.М. Холодная прокатка труб. – Свердловск: Гос. науч.-техн. изд-во лит-ры по черной и цветной металлургии (Свердловское отделение), 1962. – 431 с.
3. Технология трубного производства. Учебник для вузов / В.Н. Данченко, А.П. Коликов, Б.А. Романцев, С.В. Самусев. – М.: Интермет-Инжиниринг, 2002. – 640 с.
4. Фролов В.Ф., Данченко В.Н., Фролов Я.В. Холодная прокатка труб. – Днепропетровск: Пороги, 2005 – 255 с.
5. А.с. №1148660 СССР, МКИ В 21 В 21/00. Рабочая клеть стана холодной прокатки труб / А.С. Ткаченко, С.М. Крышин, В.Ф. Орещенко и др. (СССР). – №3674757/22-02. Заявл. 20.12.83, опубл. 07.04.85. Бюл. №13.
6. Разработка и внедрение рациональной конструкции рабочей клети стана холодной прокатки труб: дис. … канд. техн. наук. / Крышин С.М. – Днепропетровск, 1985. – 169 с.
7. Алямовский А.А. Инженерные расчёты в SolidWorks Simulation. – М.: БМК Пресс, 2010. – 464 с
8. Расчет конструкции рабочей клети стана холодной прокатки труб / С.Р. Рахманов, С.М. Крышин, В.Ф. Орещенко и др. // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2013. – №5. – С. 45- 51.
9. Калашников Ю.Л. Разработка новой конструкции нажимного устройства рабочей клети стана ХПТ с целью повышения качества катаных труб / Ю.Л. Калашников, С.М. Крышин, В.Ф. Орещенко и др. // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 1995. – №1. – С. 61-63.

Статья поступила 08.01.2016 г.
© С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский, С.М. Крышин, В.В. Поворотний, 2016

УДК 621.793

А.А. Герасимова /к.т.н./, А.Г. Радюк /д.т.н./, А.Е. Титлянов /к.т.н./
Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС» (Москва)

ПРИМЕНЕНИЕ ХРОМОНИКЕЛЕВОГО ПОКРЫТИЯ НА УЗКИХ СТЕНКАХ КРИСТАЛЛИЗАТОРОВ МНЛЗ

Проведены исследования по повышению срока службы кристаллизаторов машин непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) на их узких стенках из меди М1 перед последним ремонтом путем создания жаростойкого износостойкого слоя напыления хромоникелевого покрытия. Целью работы является исследование структуры покрытия, состава фаз, твердости и микротвердости поверхностных слоев хромоникелевого газотермического покрытия и на основании полученных результатов оценка возможности нанесения такого покрытия на рабочую поверхность узких стенок толстостенных кристаллизаторов МНЛЗ для повышения их стойкости.

Ключевые слова: *кристаллизатор, узкая стенка, хромоникелевое газотермическое покрытие, структура, фазовый состав, микротвердость.*

Износ рабочих поверхностей стенок кристаллизатора слябовых машин непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) сопровождается увеличением воздушного зазора между ними и непрерывно формируемым слитком, что приводит к ухудшению условий охлаждения и разогреву поверхности кристаллизующегося металла и, в крайнем случае, – к прорыву корочки слитка под кристаллизатором. Нанесение различных покрытий на рабочие поверхности стенок кристаллизатора приводит к повышению их стойкости, стабильности условий охлаждения разливаемого металла и уменьшению количества трещин на поверхности получаемых слябов.

Известно, что многие детали оборудования металлургического производства (кристаллизаторы, конвертерные и доменные фурмы и т.д.) изготавливают из меди и ее сплавов, которые имеют высокие электро- и теплопроводность. В то же время, медь имеет низкие жаростойкость и износостойкость. Опыты показали, что оксиды меди не сопротивляются тепловым ударам и разрушаются после первой же теплосмены, а также отслаиваются при испытании на трение [1].

Одним из способов повышения эксплуатационных свойств изделий из меди является термодиффузионное насыщение поверхности легирующими элементами. Одним из основных элементов, используемым для насыщения, является алюминий. Алитирование можно проводить, например, методом насыщения в порошковой смеси, состоящей из 50 % алюминиевой пудры, 49 % Al_2O_3 и 1 % NH_4Cl. Износостойкость алитированных образцов из меди увеличивается в 1,3 раза. Однако метод диффузионного насыщения в порошковых смесях является сравнительно трудоемким и обладает низкой производительностью.

Наиболее перспективным направлением снижения интенсивности износа рабочих поверхностей стенок кристаллизатора МНЛЗ в настоящее время считается нанесение различных покрытий на стенки кристаллизатора [2]. ООО «Корад» организовало работы по нанесению гальванического покрытия на стенки бывшего в эксплуатации кристаллизатора и провело испытания в условиях ОАО «Северсталь» [3]. В ходе испытаний наносили покрытия двух видов фирмы «KME Europa Metal AG» (Германия): из никеля твердостью 220 HV и из сплава никеля с кобальтом твердостью 400 HV. В результате получено увеличение стойкости стенок кристаллизатора по износу для обоих видов покрытия. Однако гальванические покрытия используются только на тонкостенных щелевых кристаллизаторах МНЛЗ и не применяются для толстостенных кристаллизаторов. Решить проблему повышения стойкости стенок толстостенных кристаллизаторов может применение газотермических покрытий [4,5]. Технологический процесс напыления позволяет получать требуемую производительность нанесения покрытия и характеризуется относительно небольшой трудоемкостью.

В результате напыления алюминиевого газотермического покрытия на медь и последующей термообработки образуется диффузионный слой с жаростойкостью и износостойкостью, не уступающими свойствам, полученным с использованием метода диффузионного насыщения из порошков.

Как показали эксперименты, термообработка стенок с алюминиевым газотермическим покры-

тием в защитной среде при температуре 900 °С и времени выдержки 10 ч, необходимых для создания требуемой толщины диффузионного слоя, приводит к их короблению в результате данного процесса, которое не устраняется механическим способом [6]. Поэтому необходимо было корректировать режимы термообработки или наносить на стенки материал, не уступающий по свойствам Cu-Al диффузионному слою и не требующий термообработки. Так, покрытие из никелевого сплава было нанесено на всю рабочую поверхность двух узких стенок. Требуемый класс чистоты рабочей поверхности стенок был обеспечен с помощью механической обработки. При осмотре кристаллизатора с опытными стенками после разливки 11 плавок высокомарганцовистой стали S355JR было установлено, что износ покрытия в углах нижней части стенок составил 0,6-0,75 мм.

Для повышения стойкости узких стенок кристаллизатора использовали покрытие из хромоникелевого сплава. Сначала покрытие напыляли на образцы из меди М1. Исследовали структуру покрытия, состав фаз, твердость и микротвердость поверхностных слоев.

Структура Cr-Ni слоя на образцах 1 и 2 идентична (рис. 1 и 2). На границе раздела «покрытие-медная основа» участков несплошного прилегания Cr-Ni слоя не наблюдается. Глубина диффузии никеля в медную основу составляет 30 мкм, глубина диффузии хрома – до 5 мкм (микрозондовое исследование).

Толщины нанесенных слоев приведены в табл. 1.

Локальный химический анализ фаз диффузионных слоев проведен на растровом электронном микроскопе (диапазон анализируемых элементов от Be до U, диаметр зонда примерно 1 мкм, предел чувствительности 0,1 %).

Покрытие на образцах с Cr-Ni слоем состоит из трех фаз: темной, содержащей наибольшее количество хрома и кислорода: [Cr] до 63,4 %, [O] до 33,4 %; светлой, в составе которой обнаружено максимальное количество никеля до 89 % и серой фазы с максимальным содержанием железа до 3,4 %.

Элементный состав фаз на образцах идентичен и представлен в табл. 2. Средние значения микротвердости фаз исследуемых образцов приведены в табл. 3.

При твердости медной основы, равной 53,2 HR15T, твердость поверхностных слоев на ис-

Табл. 1. Толщины нанесенных слоев исследуемых образцов

№ образца	Общая толщина нанесенных слоев, мкм			Средняя толщина Cr-Ni слоя, мкм
	средняя	минимальная	максимальная	
1	150	100	210	150
2	140	80	230	140

Табл. 2. Локальный химический состав фаз

Химические элементы	Cr-Ni слой, %		
	светлая фаза	темная фаза	серая фаза
Si	0,5		0,3-0,5
Ni	83,9-89	3,2-9,1	63,9-73,5
Cr	9,2-14,4	59,5-63,4	10,5-12,4
Fe	1,2-1,3		1-3,4
O		31,4-33,4	21,9-24,9

Табл. 3. Средние значения микротвердости, МПа

№ образца	Основа	Cr-Ni слой		
		светлая фаза	темная фаза	серая фаза
1	580	2440	9970	3900
2	580	3000	9900	4100

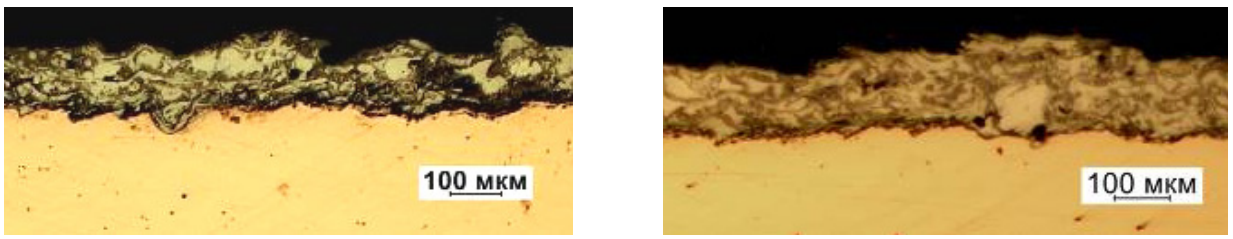
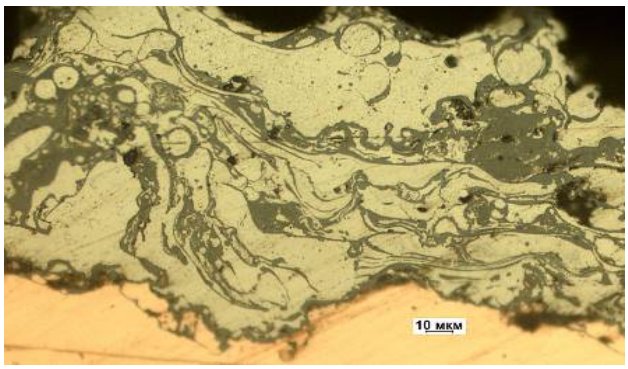


Рис. 1. Образцы 1 (*слева*) и 2 (*справа*) медного листа с Cr-Ni напылением



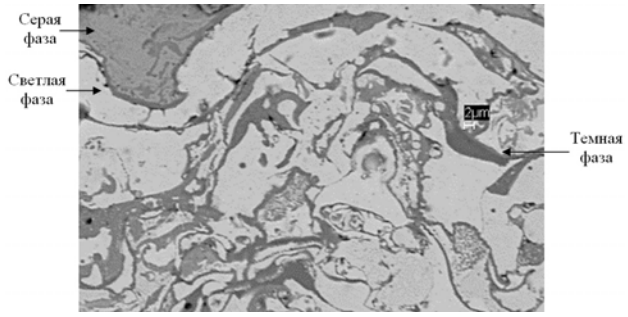


Рис. 2. Структура Cr-Ni слоя



Рис. 3. Стенка кристаллизатора МНЛЗ после напыления хромоникелевого покрытия

следованных образцах примерно одинаковая и составляет 68,9-70 HR15T, т.е. в 1,3 раза больше твердости основного металла.

Хромоникелевое газотермическое покрытие толщиной 0,5-0,6 мм с выше исследованными структурой и свойствами было нанесено на поверхность пары узких стенок толстостенного кристаллизатора МНЛЗ (рис. 3) (в работе принимал участие Н.И. Крикунов).

В связи с тем, что для получения требуемого класса чистоты поверхности стенок необходима их механическая обработка шлифованием, требуется проведение работ по увеличению толщины хромоникелевого покрытия.

Выводы

1. Отсутствие участков несплошного прилегания Cr-Ni слоя на границе раздела «покрытие-медная основа», глубина диффузии никеля и хрома в основу, элементный состав и средние значения микротвердости фаз диффузионных слоев, а также твердость поверхностных слоев свидетельствуют о получении покрытия высокого качества, приемлемого для нанесения на рабочую поверхность узких стенок толстостенных кристаллизаторов МНЛЗ.

2. Для проведения более качественной механической обработки стенок, обеспечивающей требуемый класс чистоты их поверхности, требуется проведение работ по увеличению толщины хромоникелевого покрытия.

Список литературы

1. Pesin A., Salganik V., Pustovoitov D. Modeling of Surface Crack Form Change of Continuously Cast Slabs in Roughing Rolling at Wide Strip Mill 2000 / Proc. of the 13th International Conference on Metal Forming 2010, Toyohashi, Japan, September 19-22, 2010. – Toyohashi, 2010. – P. 82-86.
2. Результаты применения кристаллизаторов с упрочняющим покрытием в слябовой МНЛЗ с вертикальным участком в электросталеплавильном цехе ОАО «ММК» / С.Н. Ушаков, Ю.М. Желнин, А.Г. Алексеев и др. // Горный журнал. Черные металлы. Специальный выпуск. – 2012. – С. 49-50.
3. Российский опыт применения покрытий на медных стенках слябовых кристаллизаторов / А.В. Куклев, Ю.М. Айзин, А.А. Макрушин и др. // Сталь. – 2007. – №3. – С. 17-18.
4. Радюк А.Г., Титлянов А.Е. Совершенствование работы деталей металлургического оборудования из меди напылением газопламенных покрытий / Сталь. – 2011. – №3. – С. 7-9.
5. Gerasimova A.A., Radyuk A.G., Glukhov L.M. Applying Coatings to the Narrow Walls of Continuous-Caster Molds to Improve the Quality of the Surface of Slabs / Metallurgist. – 2014. – Vol.58, Issue 5-6. – P. 397-400.
6. Gerasimova A.A., Radyuk A.G., Titlyanov A.E. Creation of a diffusional aluminum layer on the narrow walls of continuous-casting molds / Steel in Translation. – 2015. – Vol.45, Issue 3. – P. 185-187.

Статья поступила 16.01.2016 г.
© А.А. Герасимова, А.Г. Радюк, А.Е. Титлянов, 2016

С.П. Еронько /д.т.н./
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

К 85-летию КАФЕДРЫ «МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЗАВОДОВ ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ»

В 2016 г. исполняется 85 лет кафедре «Механическое оборудование заводов черной металлургии» (МОЗЧМ) ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет».

Основание в 1931 г. кафедры МОЗЧМ было предопределено необходимостью подготовки инженерных кадров для реализации планов модернизации действовавших и строительства новых металлургических предприятий в Донецком регионе с целью успешного выполнения принятой программы индустриализации СССР.

Первым заведующим кафедрой МОЗЧМ был доктор технических наук, профессор, известный ученый Николай Семенович Щиренко, под руководством которого работали ассистенты В.А. Корягин и Г.А. Скороход, а также аспиранты К.С. Балашевич и А.И. Башков. В 1932 г. состоялся первый набор студентов на специальность «Механическое оборудование заводов черной и цветной металлургии», проходивших подготовку по дневной форме обучения.

Лучший выпускник первого потока инженеров-механиков, защитивших дипломы в 1937 г., – Михаил Фроклович Лещинский – был оставлен на преподавательскую работу на кафедре.

В предвоенный период происходило становление штата сотрудников кафедры МОЗЧМ и расширялась ее лабораторная база, что позволило выполнить 12 научно-исследовательских работ на металлургических предприятиях Донбасса. По результатам проведенных исследований доценты кафедры М.Ф. Лещинский и С.М. Барановский защитили диссертации на соискание научной степени кандидата технических наук. Благодаря активному участию сотрудников кафедры: доцент В.Г. Гладкий, ассистенты В.А. Корягин, А.М. Клычев, Л.Г. Овчаренко и С.Н. Доброног, удалось в кратчайшие сроки устранить узкие места в работе механического оборудования Донецкого металлургического завода.

В годы фашистской оккупации Донбасса (1941-1944 гг.) кафедра МОЗЧМ находилась в Прокопьевске, куда был эвакуирован Донецкий индустриальный институт. Несмотря на тяготы и лишения военной поры, обучение студентов не прекращалось и в глубоком тылу. В это время профессор Н.С. Щиренко подготовил и опубликовал первый в мире учебник «Механическое оборудование доменных и сталеплавильных цехов» (1942 г.).

После возвращения из эвакуации института в 1944 г. Н.С. Щиренко уезжает в Днепропетровск, куда его пригласили для руководства кафедрой «Машины и агрегаты металлургического производства», созданной в Днепропетровском металлургическом институте. В связи с этим, с 1944 по 1946 гг. обязанности заведующего кафедрой МОЗЧМ исполнял Константин Дмитриевич Шумилов, который начал работу в ее составе ассистентом во время эвакуации. В 1946 г. после защиты кандидатской диссертации, возвратившийся с войны Михаил Зельманович Левин был назначен исполняющим обязанности, а в 1953 г. утвержден в должности заведующего кафедрой МОЗЧМ. В свою очередь, К.Д. Шумилов, защитивший в 1952 г. кандидатскую диссертацию, в 1954 г. стал доцентом кафедры.

Деятельность М.З. Левина, возглавлявшего кафедру до 1972 г., характеризовалось значительным объемом выполнявшейся методической работы по совершенствованию учебного процесса, увеличением количества научных публикаций и заметным ростом подготовки кадров высшей квалификации. Под его руководством подготовлено и успешно защищено 16 диссертаций на соискание научной степени кандидата технических наук (В.Я. Седуш, Ю.В. Горюнов, В.И. Мачикин, Н.Г. Пироженко, В.И. Руденко, Е.Д. Штепа, А.А. Ярмаль, В.Н. Шестапалов, В.С. Дегтярев, А.И. Рыбцов, Л.Ф. Лукьянченко и др.). Указанные научные работы явились результатом комплексных исследований доменного, сталеплавильного и прокатного оборудования, проведенных на Донецком и Енакиевском металлургических заводах, а также Макеевском металлургическом комбинате в период с 1960 по 1970 гг. В это же время были изданы под грифом Министерства высшего и среднего специального образования СССР учебное пособие «Механическое оборудование доменных цехов» (авторы М.З. Левин и В.Я. Седуш), а также учебник В.Я. Седуша «Надежность, ремонт и монтаж металлургических машин».

В 1970-х годах сотрудники кафедры МОЗЧМ внесли заметный вклад в развитие технологии и совершенствование оборудования непрерывной разливки стали в мартеновском цехе Донецкого металлургического завода. Без преувеличения можно сказать, что первая в Украине промышленная установка непрерывной разливки стали,

введенная в строй в 1962 г. в Донецке, стала своего рода испытательным полигоном для проведения исследований, направленных на повышение производительности машин непрерывного литья заготовок и улучшение качества получаемой продукции.

В 1972 г. кафедру МОЗЧМ возглавил В.Я. Седуш, сформулировавший основные положения нового научного направления, предполагавшего разработку и использование автоматизированной системы учета и анализа отказов механизмов и машин на базе электронно-вычислительных машин. При этом, базовый показатель системы планово-предупредительных ремонтов – срок службы, являющейся среднеарифметическим числом периодов между ремонтами или заменами деталей, был заменен показателями надежности – вероятностью безотказной работы, интенсивностью отказов и др.

В 1980-х годах на кафедре получило развитие новое научное направление, связанное с технической диагностикой металлургического оборудования, освоение которой проходило в ходе выполнения целого ряда работ на металлургических предприятиях Украины, России, Казахстана, Беларусии и Молдавии. Учитывая научные достижения кафедры в этой области, Министерство черной металлургии СССР совместно с Министерством высшего и среднего специального образования СССР создали на ее базе Отраслевую научно-исследовательскую лабораторию «Техническое обслуживание и диагностика металлургического оборудования». Научным руководителем лаборатории был утвержден В.Я. Седуш, а заведующим – Н.А. Ченцов. Коллектив сотрудников вновь созданной лаборатории составили инженеры В.А. Сидоров, А.И. Горбатенко, В.И. Исаенко, О.М. Кострыкин, Ю.М. Мартынов, С.А. Нестеренко. Активное участие в работе лаборатории принимали преподаватели кафедры Г.В. Сопилкин, С.И. Аввакумов, а также материально-ответственный кафедры А.А. Амоскин.

Результаты теоретических исследований и практического диагностирования металлургического оборудования легли в основу лекционного курса «Техническая диагностика металлургических машин», читаемого студентам с 1989 г., а также защищенных диссертаций на соискание научной степени доктора технических наук В.Я. Седуша и Г.В. Сопилкина и кандидата технических наук – Н.А. Ченцова, О.М. Кострыкина, В.А. Сидорова, Е.В. Ошовской, В.Н. Ручко и А.Л. Сотникова.

Для изучения принципов статической и динамической балансировки вращающихся деталей машин, теории и технологии безразборной диагностики машин, выявления дефектов узлов и деталей на ранней стадии их развития, был создан ряд лабораторных установок и стендов.

В 1990-х годах из-за полного прекращения государственного финансирования на закупку оборудования для обновления материально-технической базы высших учебных заведений, назрела необходимость в поиске путей решения возникших по указанной причине проблем. По инициативе возвратившихся в коллектив кафедры МОЗЧМ на преподавательскую работу ее выпускников Сергея Петровича Еронько и Николая Трофимовича Лифенко в 1995 г. была принята новая концепция реализации учебного процесса, предполагавшая создание мини-центра научно-технической подготовки студентов, включавшего конструкторское бюро, производственный участок и лабораторию физического моделирования.



Рис. 1. Внешний вид опытно-промышленных систем отсечки конечного шлака при выпуске стали из кислородного конвертера (*слева*) и дозированной подачи шлакообразующих смесей в кристаллизаторы машин непрерывного литья заготовок (*справа*)

Это дало возможность на протяжении последующих 10-ти лет при непосредственном участии студентов, активно занимавшихся научной работой, смонтировать в лаборатории кафедры МОЗЧМ более 60-ти действующих моделей и опытных образцов оборудования металлургического производства, не только используемых в учебных целях, но и позволяющих еще на стадии проектирования проверить правильность принимаемых технических решений при разработке новых механизмов и машин, не уступающих по техническим характеристикам и возможностям лучшим зарубежным аналогам. Ярким примером тому являются запатентованные системы (рис. 1) отсечки конечного шлака при выпуске стали из кислородного конвертера (ответственный исполнитель – аспирант С.А. Бедарев) и дозированной подачи шлакообразующих смесей в кристаллизаторы машин непрерывного литья заготовок (ответственный исполнитель – ведущий инженер С.В. Мечик). Закономерным итогом научных исследований в области создания нового высокоэффективного механического оборудования стала защита С.П. Еронько докторской диссертации и руководимых им В.М. Багатским и С.А. Бедаревым – кандидатских диссертаций.

В 2001 г. по инициативе доцента кафедры С.И. Аввакумова была создана Ассоциация механиков «АссоМ», в которую вошли ученые, инженеры и специалисты промышленных предприятий, заинтересованные решением вопросов технического обслуживания, диагностирования, ремонта, восстановления и модернизации технологического оборудования. Первым президентом Ассоциации избрали Михаила Владимировича Мягкова – главного инженера Донецкого металлургического завода, исполнительным директором – Виктора Яковлевича Седуша. В 2005 г. Ассоциация учредила и начала ежеквартальное издание Международного научно-технического и производственного журнала «Металлургические процессы и оборудование», который в 2010 г. перешел под юрисдикцию Донецкого национального технического университета. Главным редактором был избран С.П. Еронько, годом раньше вступивший в должность заведующего кафедрой МОЗЧМ.

Благодаря тесному сотрудничеству с экспертами Ассоциации на кафедре МОЗЧМ в последнее десятилетие достаточно продуктивно развивались направления деятельности ее сотрудников, связанные с диагностикой и техническим обслуживанием металлургического оборудования.

Новые подходы в разработках математических моделей изменения технического состояния металлургического оборудования, планирования его обслуживания с учетом данных диагностики, нашедшие отражение в многочисленных публикациях Н.А. Ченцова, В.А. Сидорова, Е.В. Ошовской и А.Л. Сотникова, позволили поднять статус кафедры МОЗЧМ среди родственных кафедр отечественных и зарубежных высших учебных заведений. О научной и практической значимости данного направления свидетельствуют защищенная Н.А. Ченцовым в 2013 г. докторская диссертация и подготовленная к представлению в Специализированный совет по защите диссертаций докторская диссертация В.А. Сидорова. Заканчивает работу над докторской диссертацией А.Л. Сотников.

Накопленные в результате выполнения научно-исследовательских работ знания позволяют включать в рабочие учебные планы кафедры новые дисциплины, расширять и создавать новое методическое обеспечение, в процессе оформления которого принимают активное участие лаборанты Р.И. Левыкина и М.В. Узбек.

В настоящее время обучение студентов на кафедре МОЗЧМ ведется по 5-ти направлениям:

– расчет и конструирование доменного, сталеплавильного и прокатного оборудования;

– автоматизированное проектирование и компьютерное моделирование оборудования;

– эксплуатация, обслуживание, ремонт и монтаж оборудования;

– техническая диагностика и неразрушающий контроль оборудования;

– организация и компьютеризация ремонтной службы металлургических предприятий.

Результаты научно-технической работы ныне работающих сотрудников кафедры отражены в более чем 820-ти публикациях в научных журналах, сборниках научных трудов, 30-ти монографиях и учебниках, 120-ти патентах на изобретения.

За время своего существования кафедра подготовила около 6-ти тысяч специалистов по металлургическому оборудованию, 60 кандидатов и 10 докторов наук.

Несмотря на сложности, вызванные боевыми действиями на территории Донбасса в 2014-2015 гг., коллектив кафедры МОЗЧМ смотрит с оптимизмом в будущее – продолжает обучение студентов и подготовку кадров высшей квалификации. В настоящее время за кафедрой закреплены четыре аспиранта, два из которых – М.Ю. Ткачев и Н.А. Климович – учатся с отрывом от производства, а Д.Ю. Подоприхин и Б.И. Стародубцев совмещают учебу с работой на промышленных предприятиях Донецкой Народной Республики.

• УПРОЧНЕНИЕ
• ПОКРЫТИЯ
• РЕМОНТ

ПЛАЗМАЦЕНТР

г. Санкт-Петербург 12 – 15 апреля 2016 г.

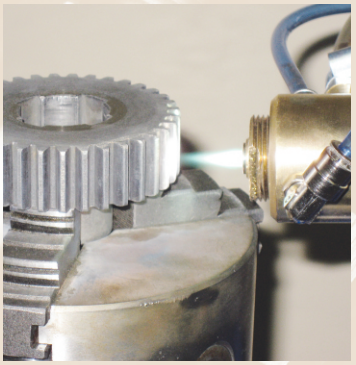
18-я Международная научно-практическая конференция

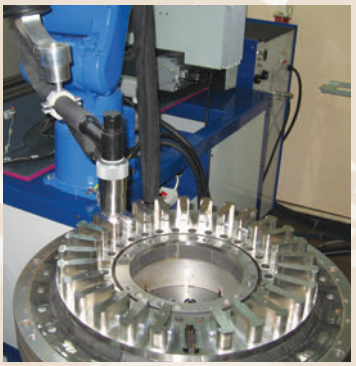
«ТЕХНОЛОГИИ УПРОЧНЕНИЯ, НАНЕСЕНИЯ ПОКРЫТИЙ И РЕМОНТА: ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА»

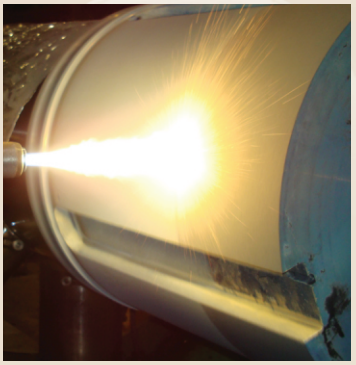
В рамках конференции пройдут школы-семинары:

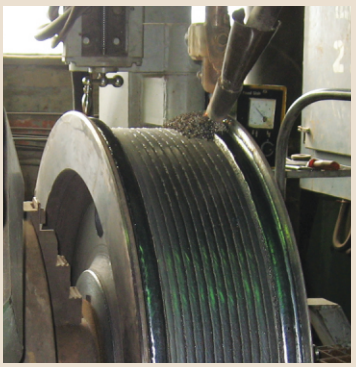
- НАПЛАВКА, НАПЫЛЕНИЕ И УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ПРОМЫШЛЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ – ВЫБОР ТЕХНОЛОГИИ, ОБОРУДОВАНИЯ И МАТЕРИАЛОВ

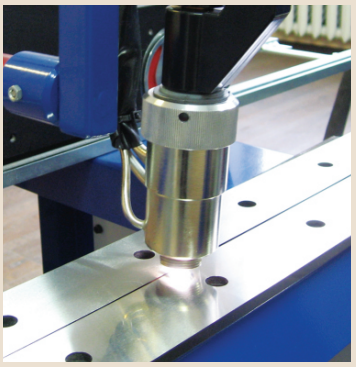
- УПРОЧНЕНИЕ, ВОССТАНОВЛЕНИЕ И РЕМОНТ ИНСТРУМЕНТА, ШТАМПОВ, ПРЕСС-ФОРМ И ДРУГОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ

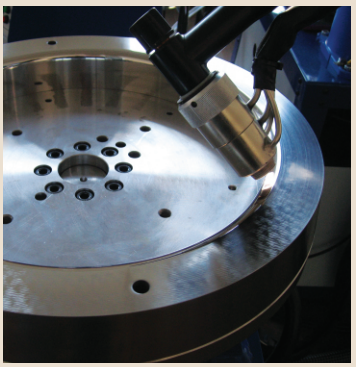












Организаторы:

- Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
- НПФ «Плазмацентр»

Заявки на участие принимаются:

тел.: +7 (812) 444 93 37
+7 (921) 973 46 74

e-mail: info@plasmacentre.ru

www.technoconf.ru

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 нерешенных ранее частей общей проблемы, которым посвящена данная статья;

– формулировка **цели (задачи) 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 **5…8 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 (объемом **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 авторов, ученые степени, организации, города, название статьи, аннотация и ключевые слова на английском языке

Аннотация на английском языке должна представлять собой резюме, призванное выполнять функцию независимого 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 (объемом **от 250 до 300** слов). Типичная структура резюме: состояние вопроса (**Background**); материалы и/или методы исследования (**Materials and/or methods**); результаты (**Results**); заключение (**Conclusion**).

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 греческого алфавита**. Формулы нумеруются (справа в круглых скобках, не отступая от формулы) **только в том случае**, если в тексте на них имеются ссылки.

Внимание! Количество формул в статье **не более 5**. 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 (англоязычных) публикаций.

Список литературы, использованной в статье, должен также быть представлен в романском алфавите отдельным элементом статьи под заголовком **References**, повторяя список литературы на языке оригинала. Правила и примеры оформления ссылок в романском алфавите см. на Интернет-сайте журнала – **http://metal.donntu.org/dl/links.pdf**

8. На Интернет-сайте журнала также можно загрузить шаблон статьи – **http://metal.donntu.org/dl/example.doc**

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;

– 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 адрес персональной эл. почты.

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: **m-lab@ukr.net**

Внимание! Убедительная просьба, проверить получение редакцией материалов любым из способов (по телефону **+380 (66) 029-44-30** или эл. почте **m-lab@ukr.net**).

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, публикация которых оплачивается, согласовываются непосредственно с редакцией журнала.

ВПЕРВЫЕ!

В рамках выставки ЗАЩИТА ОТ КОРРОЗИИ

17–20 мая 2016

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

КВЦ «ЭКСПОФОРУМ»

Бесплатные автобусы от ст. метро «Московская» и «Ленинский проспект»

Специализированная экспозиция

Гальванические покрытия

Приглашаем производителей, дилеров и дистрибьюторов оборудования, технологий и материалов для гальванических производств принять участие в специализированном разделе «Гальванические покрытия»

Участие в экспозиции позволит продемонстрировать оборудование, технологии и материалы для гальванических производств большому количеству потенциальных заказчиков из Северо-Западного региона России

Забронируйте стенд:
galvanics.primexpo.ru

Coatings and Surface Treatment Conference
ST. PETERSBURG

В рамках деловой программы выставки «Защита от коррозии»
с 17 по 18 мая 2016
пройдет Международная научно-практическая конференция
«Покрытия и обработка поверхности»

Тема конференции: «Практические решения для организации современных гальванических производств»

Приглашаем к участию специалистов по гальванике, электрохимии и обработке поверхности

Участники конференции смогут ознакомиться с последними научно-техническими достижениями в области:

- гальванотехники и защиты от коррозии
- оборудования и технологий для подготовки и обработки поверхности
- оборудования и технологий для сварки полимерных материалов
- практического применения различных материалов в промышленности
- решения экологических проблем
- управления производством

В рамках конференции состоится экскурсия на одно из промышленных предприятий Санкт-Петербурга.

Условия участия в конференции:
cst-conference.ru

Организаторы:

primexpo ITE

+7 (812) 380 6002/00
coating@primexpo.ru

0+

Информационная поддержка:

Гальванотехника и обработка поверхности · GW · Все о коррозии

Expo Coating
MOSCOW

Среди проектов «ПРИМЭКСПО» — единственная в России специализированная международная выставка технологий, оборудования и материалов для обработки поверхности и нанесения покрытий

Expo Coating MOSCOW

25–27 октября 2016

Москва
Крокус Экспо

14-я Международная выставка технологий, оборудования и материалов для обработки поверхности и нанесения покрытий

на металлы • сплавы • пластические массы • дерево • керамические материалы • бетон







0+

Организаторы:

primexpo ITE

+7 (812) 380 6002/00
coating@primexpo.ru

При участии:

РХТУ им. Д. И. Менделеева
Российское химическое общество им. Д. И. Менделеева
Московское химическое общество им. Д. И. Менделеева
Российское общество гальванотехников

Забронируйте стенд:
expocoating-moscow.ru