

Учреждение образования
«Барановичский государственный университет»

Вестник БарГУ

Ежеквартальный научно-практический журнал

Издаётся с марта 2013 г.

Выпуск 3, июнь, 2015.

Серия «Технические науки»

Учредитель: учреждение образования «Барановичский государственный университет».

Главный редактор журнала Кочурко Василий Иванович, ректор, доктор сельскохозяйственных наук, профессор.

Заместитель главного редактора журнала Никишова Алла Васильевна, проректор по научной работе, кандидат филологических наук, доцент.

Ответственный редактор журнала Хохол Елена Герасимовна, заведующий редакционно-издательским отделом.

Редакционная коллегия выпуска:

А. В. Алифанов, профессор кафедры оборудования и автоматизации производства учреждения образования «Барановичский государственный университет», доктор технических наук, профессор, ответственный редактор выпуска (ответственный за направление «Машиностроение и машиноведение»);

Н. А. Егорова, доцент кафедры профессиональной иноязычной подготовки учреждения образования «Барановичский государственный университет», кандидат педагогических наук, доцент (редактор текстов на английском языке);

И. В. Дубень, декан факультета довузовской подготовки учреждения образования «Барановичский государственный университет», кандидат технических наук, доцент (ответственный за направление «Процессы и машины агроинженерных систем»);

Г. И. Анискович, доцент учреждения образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», кандидат технических наук, доцент;

А. В. Белый, заместитель директора по научной работе Государственного научного учреждения «Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси», член-корреспондент Национальной академии наук Беларуси, доктор технических наук, профессор;

Г. Ф. Бетенья, начальник технологического научно-производственного центра учреждения образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», кандидат технических наук, доцент;

К. Василко, профессор кафедры производственных технологий, доктор технических наук, профессор Технического университета (г. Кошице, Словакия);

А. И. Гордиенко, начальник Центра индукционных технологий Государственного научного учреждения «Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси», академик Национальной академии наук Беларуси, доктор технических наук, профессор;

О. Г. Девойно, заведующий Научно-исследовательской инновационной лабораторией плазменных и лазерных технологий филиала Белорусского национального технического университета «Научно-исследовательская часть», доктор технических наук, профессор;

А. С. Добышев, профессор кафедры механизации животноводства и электрификации сельскохозяйственного производства учреждения образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», доктор технических наук, профессор;

В. А. Дремук, заведующий кафедрой механизации и энергообеспечения производства учреждения образования «Барановичский государственный университет», кандидат технических наук, доцент;

В. С. Ивашко, профессор кафедры технической эксплуатации автомобилей Белорусского национального технического университета, доктор технических наук, профессор;

Ю. К. Калугин, доцент кафедры машиноведения и технической эксплуатации автомобилей учреждения образования «Гродненский государственный университет имени Я. Купалы», кандидат технических наук, доцент;

А. Н. Карташевич, заведующий кафедрой тракторов и автомобилей учреждения образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», доктор технических наук, профессор;

А. В. Клочков, профессор учреждения образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», доктор технических наук, профессор;

В. В. Клубович, заведующий лабораторией пластичности Белорусского национального технического университета, академик Национальной академии наук Беларуси, доктор технических наук, профессор;

А. П. Ласковнѐв, академик-секретарь отделения физико-технических наук Национальной академии наук Беларуси, академик Национальной академии наук Беларуси, доктор технических наук;

М. В. Нерода, заведующий кафедрой технологии машиностроения учреждения образования «Барановичский государственный университет», кандидат технических наук, доцент;

Н. В. Спиридонов, профессор кафедры технологии машиностроения Белорусского национального технического университета, доктор технических наук, профессор;

В. А. Томило, директор Государственного научного учреждения «Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси», доктор технических наук, доцент;

В. К. Шелег, заведующий кафедрой технологии машиностроения Белорусского национального технического университета, член-корреспондент Национальной академии наук Беларуси, доктор технических наук, профессор.

Адрес редакции:

ул. Войкова, 21, 225404, г. Барановичи.

Телефон: +375 163 45 46 28.

E-mail: vestnik@barsu.by

Подписные индексы: 00993 — для индивидуальных подписчиков; 009932 — для организаций.

Свидетельство о регистрации средств массовой информации № 1533 от 30.07. 2012, выданное Министерством информации Республики Беларусь.

В соответствии с приказом Высшей аттестационной комиссии Республики Беларусь от 21 января 2015 г. № 16 научно-практический журнал «Вестник БарГУ» серия «Технические науки» включён в Перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим наукам (машиностроение и машиноведение; процессы и машины агроинженерных систем).

Издатель: учреждение образования «Барановичский государственный университет».

Выходит на русском, белорусском и английском языках.

Журнал распространяется на территории Республики Беларусь

Ответственный редактор Е. Г. Хохол

Технический редактор В. В. Кукреш

Компьютерная вёрстка В. В. Кукреш

Корректор С. А. Березнюк

Подписано в печать 24.06.2015. Формат 60 × 84 ¹/₈. Бумага ксероксная. Печать цифровая. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 13,00. Уч.-изд. л. 7,00. Тираж 75 экз. Заказ

Цена свободная.

Полиграфическое исполнение: открытое акционерное общество «Красная звезда». ЛП 02330/99 от 14.04.2014.

Юридический адрес: пер. 1-й Загородный, 3, 220073, Минск.

Почтовый адрес: ул. Советская, 80, 225409, Барановичи.

© БарГУ, 2015

Установа адукацыі
«Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт»

Веснік БарДУ

Штоквартальны навукова-практычны часопіс

Выдаецца з сакавіка 2013 г.

Выпуск 3, чэрвень, 2015.

Серыя «Тэхнічныя навукі»

Заснавальнік: установа адукацыі «Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт».

Галоўны рэдактар часопіса Качурка Васіль Іванавіч, рэктар, доктар сельскагаспадарчых навук, прафесар.

Намеснік галоўнага рэдактара часопіса Нікішова Ала Васільеўна, прарэктар па навуковай рабоце, кандыдат філалагічных навук, дацэнт.

Адказны рэдактар часопіса Хахол Алена Герасімаўна, загадчык рэдакцыйна-выдавецкага аддзела.

Рэдакцыйная калегія выпуска:

А. В. Аліфанаў, прафесар кафедры абсталявання і аўтаматызацыі вытворчасці ўстановы адукацыі «Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт», доктар тэхнічных навук, прафесар, адказны рэдактар выпуска (адказны за напрамак «Машынабудаванне і машыназнаўства»);

Н. А. Ягорава, дацэнт кафедры прафесійнай іншамоўнай падрыхтоўкі ўстановы адукацыі «Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт», кандыдат педагагічных навук, дацэнт (рэдактар тэкстаў на англійскай мове);

І. В. Дубень, дэкан факультэта давузаўскай падрыхтоўкі ўстановы адукацыі «Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт», кандыдат тэхнічных навук, дацэнт (адказны за напрамак «Працэсы і машыны аграінжынерных сістэм»);

Г. І. Анісковіч, дацэнт установы адукацыі «Беларускі дзяржаўны аграрны тэхнічны ўніверсітэт», кандыдат тэхнічных навук, дацэнт;

А. У. Белы, намеснік дырэктара па навуковай рабоце Дзяржаўнай навуковай установы «Фізіка-тэхнічны інстытут Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі», член-карэспандэнт Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі, доктар тэхнічных навук, прафесар;

Р. Ф. Бяцэня, начальнік тэхналагічнага навукова-практычнага цэнтра установы адукацыі «Беларускі дзяржаўны аграрны тэхнічны ўніверсітэт», кандыдат тэхнічных навук, дацэнт;

К. Васілка, прафесар кафедры вытворчых тэхналогій, доктар тэхнічных навук, прафесар Тэхнічнага ўніверсітэта (г. Кошыцэ, Славакія);

А. І. Гардзіенка, начальнік Цэнтра індукцыйных тэхналогій Дзяржаўнай навуковай установы «Фізіка-тэхнічны інстытут Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі», акадэмік Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі, доктар тэхнічных навук, прафесар;

А. Г. Дзявойна, загадчык Навукова-даследчай інавацыйнай лабараторыі плазменных і лазерных тэхналогій філіяла Беларускага нацыянальнага тэхнічнага ўніверсітэта «Навукова-даследчая частка», доктар тэхнічных навук, прафесар;

А. С. Добышаў, прафесар кафедры механізацыі жывёлагадоўлі і электрыфікацыі сельскагаспадарчай вытворчасці ўстановы адукацыі «Беларуская дзяржаўная сельскагаспадарчая акадэмія», доктар тэхнічных навук, прафесар;

У. А. Драмук, загадчык кафедры механізацыі і энэргаабеспячэння вытворчасці ўстановы адукацыі «Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт», кандыдат тэхнічных навук, дацэнт;

В. С. Івашка, прафесар кафедры тэхнічнай эксплуатацыі аўтамабіляў Беларускага нацыянальнага тэхнічнага ўніверсітэта, доктар тэхнічных навук, прафесар;

Ю. К. Калугін, дацэнт кафедры машыназнаўства і тэхнічнай эксплуатацыі аўтамабіляў установы адукацыі «Гродзенскі дзяржаўны ўніверсітэт імя Я. Купалы», кандыдат тэхнічных навук, дацэнт;

А. М. Карташэвіч, загадчык кафедры трактараў і аўтамабіляў установы адукацыі «Беларуская дзяржаўная сельскагаспадарчая акадэмія», доктар тэхнічных навук, прафесар;

А. В. Клячкоў, прафесар установы адукацыі «Беларуская дзяржаўная сельскагаспадарчая акадэмія», доктар тэхнічных навук, прафесар;

У. У. Клубовіч, загадчык лабараторыі пластычнасці Беларускага нацыянальнага тэхнічнага ўніверсітэта, акадэмік Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі, доктар тэхнічных навук, прафесар;

А. П. Ласкаўнёў, акадэмік-сакратар аддзялення фізіка-тэхнічных навук Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі, акадэмік Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі, доктар тэхнічных навук;

М. У. Нярода, загадчык кафедры тэхналогіі машынабудавання ўстанова адукацыі «Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт», кандыдат тэхнічных навук, дацэнт;

М. В. Спірыдонаў, прафесар кафедры тэхналогіі машынабудавання Беларускага нацыянальнага тэхнічнага ўніверсітэта, доктар тэхнічных навук, прафесар;

В. А. Таміла, дырэктар Дзяржаўнай навуковай установы «Фізіка-тэхнічны інстытут Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі», доктар тэхнічных навук, дацэнт;

В. К. Шэлег, загадчык кафедры тэхналогіі машынабудавання Беларускага нацыянальнага тэхнічнага ўніверсітэта, член-карэспандэнт Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі, доктар тэхнічных навук, прафесар.

Адрас рэдакцыі:

вул. Войкава, 21, 225404, г. Баранавічы.

Тэлефон: +375 163 45 46 28.

E-mail: vestnik@barsu.by

Падпісныя індэксy: 00993 — для індывідуальных падпісчыкаў; 009932 — для арганізацый.

Пасведчанне аб рэгістрацыі сродкаў масавай інфармацыі № 1533 ад 30.07.2012, выдадзенае Міністэрствам інфармацыі Рэспублікі Беларусь.

У адпаведнасці з загадам Вышэйшай атэстацыйнай камісіі Рэспублікі Беларусь ад 21 студзеня 2015 г. № 16 навукова-практычны часопіс «Веснік БарДУ» серыя «Тэхнічныя навукі» ўключаны ў Пералік навуковых выданняў Рэспублікі Беларусь для апублікавання вынікаў дысертацыйных даследаванняў па тэхнічных навуках (машынабудаванне і машыназнаўства; працэсы і машыны аграінжынерных сістэм).

Выдавец: установа адукацыі «Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт».

Выходзіць на рускай, беларускай і англійскай мовах.

Часопіс распаўсюджваецца на тэрыторыі Рэспублікі Беларусь.

Адказны рэдактар А. Г. Хахол

Тэхнічны рэдактар В. У. Кукраш

Камп'ютарная вёрстка В. У. Кукраш

Карэктар С. А. Берзнюк

Падпісана да друку 24.06.2015. Фармат 60 × 84 ¹/₈. Папера ксераксная. Друк лічбавы. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 13,00. Ул.-выд. арк. 7,00. Тыраж 75 экз. Заказ

Кошт свабодны.

Паліграфічнае выкананне: адкрытае акцыянернае таварыства «Красная звязда». ЛП 02330/99 ад 14.04.2014.

Юрыдычны адрас: зав. 1-ы Загарадны, 3, 220073, Мінск.

Паштовы адрас: вул. Савецкая, 80, 225409, Баранавічы.

© БарДУ, 2015

Educational Institution
“Baranovichi State University”

BarSU Herald

A quarterly scientific and practical journal

Published since March 2013

Issue 3, June, 2015.

Series «Engineering»

Promoter: educational Institution “Baranovichi State University”.

Chief editor Vasily Ivanovich Kochurko, Rector, Doctor of Agricultural Sciences, Professor.

Deputy Chief Editor Alla Vasilyevna Nikishova, Vice-Rector, Ph. D. in Philology, Associate Professor.

Executive Editor of the journal Elena Gerasimovna Hohol, Head of the Publishing Department.

The editorial Board of the edition:

A. V. Alifanov, Professor of the Equipment And Industrial Automation Department of the educational institution “Baranovichi State University”, Doctor of Technical Sciences, Professor, Executive Editor of the issue (in charge of the heading “Machine Building and Engineering Science”);

N. A. Egorova, Associate Professor of the Professional Foreign Language Training Department of the educational institution “Baranovichi State University”, Ph. D. in Pedagogy, Associate Professor (Editor of English texts);

I. V. Duben, Dean of The Faculty of Pre-University Training of the educational establishment “Baranovichi State University”, Ph. D. in Technical Sciences, Associate Professor (in charge of the heading “Processes and Machines of Agroengineering Systems”);

G. I. Aniskovich, Associate Professor of the educational establishment “The Belarusian State Agrarian Technical University”, Ph. D. in Technical Sciences, Associate Professor;

A. V. Bely, Deputy Director for the Scientific Work of the State Scientific Institution “The Physical-Technical Institute, the National Academy of Sciences”, A. M. of the National Academy of Sciences, Doctor of Technical Sciences, Professor;

G. F. Betenya, Head of the Technology Research And Production Center of the educational establishment “The Belarusian State Agrarian Technical University”, Ph. D. in Technical Sciences, Associate Professor;

K. Vasilko, Professor of the Manufacturing Technology Department, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Technical University in Koshitsa, Slovakia;

A. I. Gordienko, Head of the State Induction Technology Center of the research institution “The Physical-Technical Institute of the National Academy of Sciences of Belarus”, Doctor of Technical Sciences, Professor;

O. G. Devoino, Head of the Research Laboratory of Innovative Plasma and Laser Technology the Belarusian National Technical University, Doctor of Technical Sciences, Professor;

A. S. Dobyshev, Professor of The Of Animal Husbandry Mechanization and Electrification of Agricultural Production Department of the educational establishment “The Belarusian State Agricultural Academy”, Doctor of Technical Sciences, Professor;

V. A. Dremuk, Head of the Mechanization and Energy Production Department of the educational establishment “Baranovichi State University”, Ph. D. in Technical Sciences, Associate Professor;

V. S. Ivashko, Professor of the Automobile Technical Maintenance Department of the Belarusian National Technical University, Doctor of Technical Sciences, Professor;

Y. K. Kalugin, Associate Professor of the Engineering Science Automobile Technical Maintenance of the educational establishment “Grodno State University Ya. Kupala”, Ph. D. in Technical Sciences, Associate Professor;

A. N. Kartashevich, Chair of the Tractors and Vehicles Department of the educational establishment “The Belarusian State Agricultural Academy”, Doctor of Technical Sciences, Professor;

A. V. Klochkov, Professor of the educational establishment “The Belarusian State Agricultural Academy”, Doctor of Technical Sciences, Professor;

V. V. Klubovich, Head of the Plasticity Laboratory of the Belarusian National Technical University, M. A. of the National Academy of Sciences of Belarus, Doctor of Technical Sciences, Professor;

A. P. Laskovnyov, M. A.-secretary of the Physics and Technical Sciences Department of the National Academy of Sciences of Belarus, M. A. of the National Academy of Sciences of Belarus, Doctor of Technical Sciences;

M. V. Neroda, Head of the Mechanical Engineering Department of the educational establishment “Baranovichi State University”, Ph. D. in Technical Sciences, Associate Professor;

N. V. Spiridonov, Professor of the Mechanical Engineerings Department of the Belarusian National Technical University, Doctor of Technical Sciences, Professor;

V. A. Tomilo, Director of the State Scientific Institution “The Physical-Technical Institute of the National Academy of Sciences of Belarus”, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor;

V. K. Sheleh, Head of the Mechanical Engineering Department of the Belarusian National Technical University, A. M. of the National Academy of Sciences of Belarus, Doctor of Technical Sciences, Professor.

Editorial address:

Voikov Str. 21, 225404, Baranovichi.

Phone: +375 163 45 46 28.

E-mail: vestnik@barsu.by

Subscription indices: 00993 — for individual subscribers; 009932 — for companies.

The certificate of the registration of mass media № 1533 of 30.07. 2012 issued by the Ministry of Information of Belarus.

In accordance with the order of the board of the Higher Attestation Commission of the Republic of Belarus on January 21, 2015 № 16 the scientific and practical journal “Bulletin of BarSU” the series “Engineering” was included on the list of the scientific publications of the Republic of Belarus for publishing the results of dissertation research in engineering sciences (mechanical engineering and machines, processes and machines of agroengineering systems).

Published: educational institution “Baranovichi State University”.

Issued in Russian, Belarusian and English.

The journal is distributed on the territory of the Republic of Belarus.

Managing editor E. G. Hohol

Technical editor V. V. Kukresh

Desktop Publishing V. V. Kukresh

Proofreader S. A. Bereznyuk

Signed print 24.06.2015. Format 60 × 84 1/8. Paper xerox. Digital printing. Headset Times. Conv. pr. s. l. 13.00. Acc.-pub. s. l. 7.00. Circulation of 75 copies. Order

Free price.

Printing of the Open Joint Stock Company “Red Star”. LP 02330/99 since 14.04.2014.

Legal address: 1 Zagorodni Pereulok, 3, 220073, Minsk.

Postal address: Sovetskaya Str., 80, 225409, Baranovichi.

Ó BarSU, 2015

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Машиностроение и машиноведение

Алифанов А. В., Русан С. И., Цуран В. В. Настройка механизма для заточки лезвия геликоидальных рубильных ножей по крайним и средней точке режущей кромки лезвия	10
Гришкевич А. А., Костюк О. И. Увеличение периода эксплуатации шлифовального инструмента при обработке древесины	17
Гришкевич А. А., Раповец В. В., Гаранин В. Н., Аникеев А. Ф. Новая конструкция энергоэффективного фрезерного инструмента с изменяемыми углами передним и наклона кромки для обработки древесных материалов	22
Громыко П. Н., Хатетовский С. Н., Трусов И. В., Калентиюк Р. А. Методика определения кинематической точности прецессионной передачи со сферическими зубьями при наличии погрешностей её монтажа	28
Девойно О. Г., Кардаполова М. А., Луцко Н. И., Лапковский А. С. Свойства однородных и композиционных полосчатых покрытий, получаемых лазерной наплавкой	35
Ивашко В. В. Исследование влияния режимов нагрева на структуру и свойства нержавеющей стали 20Х13	45
Томило В. А. Модернизация оборудования для изготовления заготовок упругих элементов подвески автомобилей МАЗ	49
Томило В. А. Модернизация способов периодической прокатки полосовых заготовок	55

Процессы и машины агроинженерных систем

Игнатков Д. А., Ващула А. В., Бетень Г. Ф. Приближенная оценка напряжённого состояния лезвийной части сферического диска дискагора	62
Карташевич А. Н., Белоусов В. А., Кравец А. В. Токсичность отработавших газов дизельных двигателей мобильной техники и способы её снижения	69
Карташевич А. Н., Гордеенко А. В., Понталёв О. В. Определение пределов низкотемпературной прокачиваемости топлива в системе питания дизеля в условиях зимней эксплуатации	74
Карташевич А. Н., Понталёв О. В., Гордеенко А. В. Предлагаемая система контроля уровня масла дизельного двигателя	80
Клочков А. В., Шкуратов С. С. Обоснование параметров стеблеподъёмника для повышенной высоты среза растений комбайном	85
Круглень В. Е., Алексеенко А. С., Коцуба В. И. Теоретическое исследование движения транспортёра-загрузчика карусельной сушилки	90

ЗМЕСТ

ТЭХНІЧНЫЯ НАВУКІ

Машынабудаванне і машыназнаўства

Аліфанаў А. В., Русан С. І., Цуран У. У. Распрацоўка і параўнальны аналіз метадаў заточкі гелікаідальных рубільных нажоў па крайніх і сярэдніх кропках рэжучага канта ляза	10
Грышкевіч А. А., Касцюк В. І. Павелічэнне перыяду эксплуатацыі шліфавальнага інструменту пры апрацоўцы драўніны	17
Грышкевіч А. А., Рапавец В. В., Гаранін В. М., Анікеенка А. Ф. Новая канструкцыя энерга-эфектыўнага фрэзернага інструмента са зменнымі вугламі пярэднім і нахілу канта для апрацоўкі драўнінных матэрыялаў	22
Грамыка П. М., Хацятоўскі С. М., Трусаў І. В., Каленціонак Р. А. Методыка вызначэння кінематычнай дакладнасці прэцэсійнай перадачы са сферычнымі зубамі пры наяўнасці хібнасцей яе мантажу	28
Дзямойна А. Г., Кардаполава М. А., Луцко М. І., Лапкоўскі А. С. Уласцівасці аднародных і кампазіцыйных палосчатых пакрыццяў, атрымліваемых лазернай наплаўкай	35
Івашка В. В. Даследаванне ўплыву рэжымаў награвання на структуру і ўласцівасці нержавеючай сталі 20X13	45
Таміла В. А. Мадэрнізацыя абсталявання для вырабу загатоўак пругкіх элементаў падвескі аўтамабіляў МАЗ	49
Таміла В. А. Мадэрнізацыя спосабаў перыядычнай пракаткі паласавых загатоўак	55

Працэсы і машыны аграінжынерных сістэм

Ігнацькоў Д. А., Вашчула А. В., Бяцень Р. Ф. Прыбліжаная ацэнка напружанага стану лязовай часткі сферычнага дыска дыскатара	62
Карташэвіч А. М., Белаусаў У. А., Кравец А. В. Таксічнасць адпрацаваўшых газаў дызельных рухавікоў мабільнай тэхнікі і спосабы яе зніжэння	69
Карташэвіч А. М., Гардзеенка А. В., Панталёў А. У. Вызначэнне межаў нізкатэмпературнай прапампоўваемасці паліва ў сістэме сілкавання дызеля ва ўмовах зімовай эксплуатацыі.	74
Карташэвіч А. М., Панталёў А. У., Гардзеенка А. В. Аўтаматычная сістэма кантролю ўзроўню масла дызельнага рухавіка.	80
Клачкоў А. В., Шкуратаў С. С. Абаснаванне параметраў сцёблапад'ёмніка для павышанай вышыні зрэзу раслін камбайнам	85
Круглень В. Я., Аляксеенка А. С., Кацуба В. І. Тэарэтычнае даследаванне руху транспарцёра-загрузчыка карусельнай сушыльні	90

CONTENTS

TECHNICAL SCIENCES

Machine Building and Engineering Science

Alifanov A. V., Rusan S. I., Tsuran V. V. Setting up the mechanism for sharpening the blades of helical chipper knives for the extreme and the middle point of the blade cutting edge	10
Grishkevich A. A., Kostyuk O. I. Increasing the operating period of grinding tool in the processing of wood	17
Grishkevich A. A., Rapovets V. V., Garanin V. N., Anikeyenko A. F. New construction of the energy efficient milling tool with variable angles front and slope of the edge for processing wood materials	22
Gromyko P. N., Hatetovsky S. N., Trusov I. V., Kalentionok R. A. Method of determining the kinematic accuracy of the precessional transmission with spherical teeth under the presence of errors in its mounting	28
Devoino O. G., Kardapolova M. A., Lutsko N. I., Lapkovsky A. S. The properties of homogeneous and banded composite coatings obtained by means of laser welding	35
Ivashko V. V. Researching the effect of heating on the structure and properties of stainless steel 20X13	45
Tomilo V. A. Upgrading the equipment for making pieces of the elastic suspension elements of MAZ	49
Tomilo V. A. Modernizing the ways of strip blanks periodic rolling	55

Processes and Machines of Agroengineering Systems

Ignatkov D. A., Vashchula A. V., Betenya G. F. Approximate estimation of the stressed state of the blade in the spherical harrow disk	62
Kartashevich A. N., Belousov V. A., Kravets A. V. Techniques for the toxicity reduction of exhaust gases from the diesel engines on mobile machinery	69
Kartashevich A. N., Gordiyenko A. V., Pantaliov O. V. Defining the limits of the low temperature pumpability of fuel in the fuel system of the diesel engine in the conditions of winter operating	74
Kartashevich A. N., Pantaliov O. V., Gordiyenko A. V. Automatic system for the control of the diesel engine oil level	80
Klochkov A. V., Shkuratov S. S. Grounding the stem lifting parameters for the increase of the cutting height of plants by means of the combine-harvester	85
Kruglenya V. E., Alekseenko A. S., Kotsuba V. I. Theoretical study of the conveyor loader rotary dryer motion	90

УДК 531.16;51-74

А. В. Алифанов, С. И. Русан, В. В. Цуран

Учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи

РАЗРАБОТКА И СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ ЗАТОЧКИ ГЕЛИКОИДАЛЬНЫХ РУБИЛЬНЫХ НОЖЕЙ ПО КРАЙНИМ И СРЕДНЕЙ ТОЧКАМ РЕЖУЩЕЙ КРОМКИ ЛЕЗВИЯ

Геликоидальные рубильные ножи применяются в специализированных рубильных машинах, не имеющих механизмов подачи древесного сырья в зону рубки щепы. Подача осуществляется самозахватом за счёт специальной винтообразной формы режущего лезвия ножа. Шлифование геликоидальных ножей производится на плоскошлифовальных станках, винтообразная форма придаётся путём применения специальных прокладок. Однако механическое воздействие на нож в целях изменения его формы приводит к возникновению в теле ножа существенных внутренних напряжений, приводящих к частым поломкам. Цель работы — создание кинематической схемы заточки ножей при которой отсутствует их механическое формоизменение, винтообразная форма лезвия достигается за счёт определённого соотношения поступательных и вращательных движений специальной оснастки.

Ключевые слова: рубильные машины, рубильные ножи, депланация, заточка, гиперболоид, отрезок, схема.

Введение. Благодаря наличию большого количества лесов в Республике Беларусь хорошо развита деревообрабатывающая отрасль. В последние 10—15 лет началось производство технологической щепы, применяемой для изготовления целлюлозы, бумаги, древесно-стружечных плит, топливных полуфабрикатов. Соответствующего оборудования в Беларуси не производится, поэтому было закуплено большое количество импортных рубильных машин из России и развитых европейских стран (Чехии, Германии, Швеции): МРП-40-1, МРНП-30Н, МРЗ-50ГБ, BRUKS, RAUT, VECOPLAN, RALLMANN и др. Естественно, что и рубильные ножи для этих машин поставляются из-за рубежа, на что затрачиваются значительные валютные средства. Правительством Республики Беларусь была поставлена задача разработать импортозамещающие технологии изготовления рубильных ножей на отечественных предприятиях.

В некоторых рубильных машинах отсутствуют механизмы подачи древесного сырья в зону рубки щепы, а подача осуществляется самозахватом за счёт специальной винтообразной формы режущего лезвия ножа. Такой нож называется геликоидальным (рисунок 1).

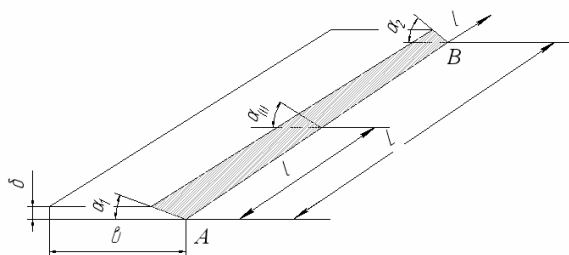


Рисунок 1. — Рубильный нож

Обычно переменный угол режущей кромки геликоидальных (с винтообразным профилем) ножей получают за счёт придания рубильному ножу винтовой формы, соответствующей геликоидальной поверхности диска на рубильной машине, с помощью подкладных регулировочных планок. Однако в результате механического винтообразного изгиба плоской заготовки рубильного ножа в его объёме возникают знакопеременные напряжения, под воздействием которых на поверхности или в объёме ножей могут появляться микро- и даже макротрещины, в результате чего ножи становятся непригодными к эксплуатации ещё до установки в рабочий барабан.

Целью работы является теоретическое обоснование и расчёт траектории движения несущего цилиндра устройства для осуществления заточки лезвия ножа без механического изгиба ножа с заданными углами. Это позволит спроектировать и изготовить устройство для заточки геликоидальных ножей, не подвергая их деформации, получая заданный профиль режущей кромки за счёт кинематики движения подвижных элементов устройства.

Анализ конструктивных особенностей геликоидального ножа. Нож (см. рисунок 1) представляет собой длинную прямоугольную пластину постоянной толщины со скошенной заострённой поверхностью, причём угол заострения по длине режущей кромки меняется. В качестве направляющей линейчатой поверхности примем лезвие AB заготовки (см. рисунок 1). Угол α_1 , соответствующий точке A , меньше угла α_2 , соответствующего точке B . В результате такого перепада углов получается винтовой профиль режущей кромки рубильного ножа по её длине. Углы наклона α_1, α_2 установлены опытным путём в процессе эксплуатации рубильных машин. Заготовка для изготовления ножа может иметь форму пластины с габаритными размерами ножа или пластины со скошенным под углом α_2 по всей длине краем (полуфабрикат). Рассмотрим геликоидальный нож длиной L , шириной b , толщиной δ (см. рисунок 1). Угол заточки α_1 в начале режущей кромки меньше угла заострения α_2 в конце режущей кромки.

Учитывая неравномерность угла заострения лезвия ножа вдоль его длины, отметим, что процесс заточки данного ножа представляет немалые трудности. Обычно такие ножи затачиваются на плоскошлифовальном станке, на котором с помощью специального устройства ножу придают необходимую форму. При этом до 40% ножей ломаются в процессе заточки или в начале эксплуатации.

Авторами настоящей работы разработано специальное устройство, в котором шлифование режущей кромки ножа осуществляется с помощью специального вращающегося барабана (несущего цилиндра), при этом нож не испытывает крутящих моментов и в нём не возникает остаточных напряжений, приводящих к его поломкам [1]. В данной работе рассматриваются два метода настройки заточки геликоидального ножа — по крайним и средней точкам режущего лезвия.

Оснастка и основы технологии заточки лезвия рубильного ножа. Для заточки ножей с изменяемой наклонной поверхностью (депланацией) лезвия на ОАО «БААЗ» (г. Барановичи) был сконструирован специальный механизм, фрагмент которого показан на рисунке 2. Для установки заготовки ножа в устройство служит подвижный цилиндр. На рисунке он изображён в исходном (до начала рабочего хода) положении; в процессе заострения ножа цилиндр перемещается влево, совершая винтовое движение. Последнее обусловлено наличием на поверхности цилиндра винтовой канавки и входящего в нее ролика, неподвижно закреплённого в основании механизма и имеющего возможность вращения вокруг своей оси.

Цилиндр с заготовкой ножа в дальнейшем будем называть несущим. Шлифовальный круг располагается над несущим цилиндром. Его ось вращения перпендикулярна образующей цилиндра. В процессе заточки ножа шлифовальный круг совершает только вращательное движение вокруг своей оси, а цилиндр с находящейся на нём заготовкой ножа совершает относительно круга винтовое движение.

Механизм снабжён ручным приводом. Вращением маховика приводится в движение винт, увлекающий гайку с пальцем, вставленным в отверстие в стенке цилиндра (на рисунке 2 гайка видна на его передней стенке). Вместе с гайкой движется несущий цилиндр.

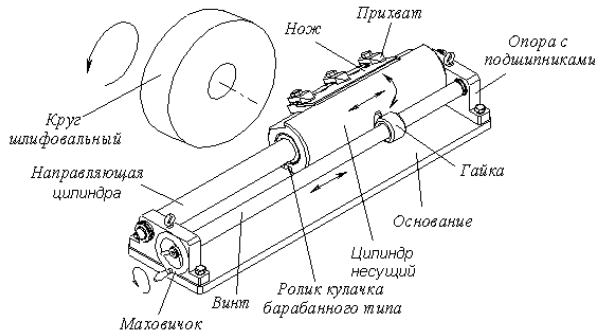
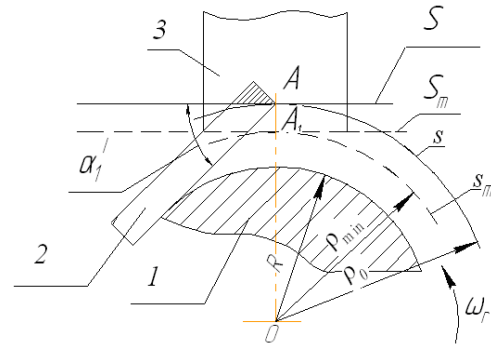


Рисунок 2. — Схема механизма для заточки рубильных ножей



1 — несущий цилиндр; 2 — заготовка ножа; 3 — шлифовальный круг

Рисунок 3. — Схема переднего торца несущего цилиндра с заготовкой

Заготовка закрепляется на цилиндре таким образом, чтобы её часть, предназначенная для обработки шлифовальным кругом под остриё ножа, выступала над поверхностью цилиндра. Схематично (рисунок 3) показан фрагмент переднего торца несущего цилиндра 1 с заготовкой ножа 2.

Буквой S обозначена виртуальная плоскость, параллельная оси цилиндра и касательная к нижней поверхности шлифовального круга 3. Эта плоскость вместе с нижней плоскостью заготовки ножа ограничивает заданный угол α_1 заточки лезвия ножа (на рисунке 3 видна проекция α'_1 этого угла на торцевое сечение цилиндра). Срезается (стачивается) та часть заготовки, которая находится выше плоскости S (на рисунке 3 заштрихована). Поэтому её можно назвать плоскостью среза. Буквой s (см. рисунок 3) обозначена относительная траектория точки A режущей кромки лезвия, касательная к плоскости S . Геометрическое место траектории s для всех точек кромки лезвия AB (см. рисунок 1) представляет поверхность, описываемую отрезком AB в относительном движении (рисунки 1, 3 и 4). Форма этой поверхности накладывает ограничения на выбор угла депланации и настройку механизма.

Депланация скошенной поверхности лезвия в процессе заточки достигается благодаря строго определённому расположению заготовки на несущем цилиндре. Положение заготовки на цилиндре устанавливается расчетным путём и в основном определяется углом депланации лезвия. Последний выбирается из условий оптимизации процессов резания в рубильных машинах.

В исходном для рабочего хода положении несущего цилиндра точка A лезвия AB располагается в апогее её траектории s (точка A_1 , см. рисунок 3), а точка B сдвинута от апогея траектории s в заднем торце

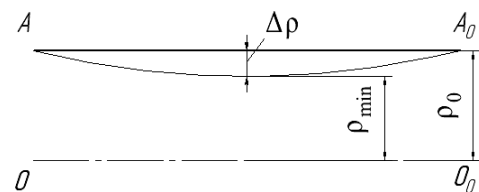
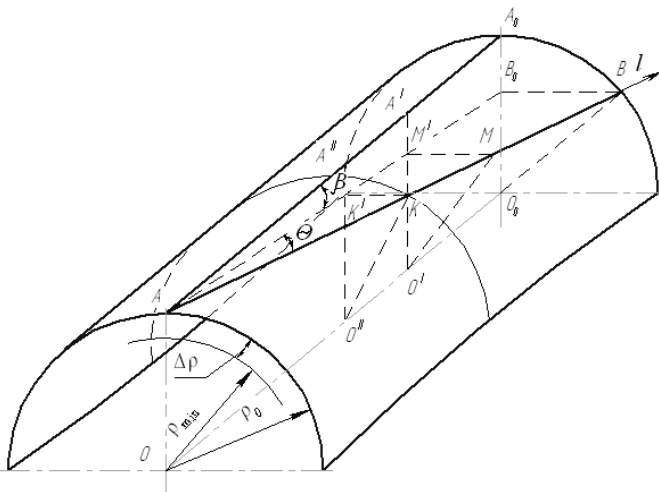


Рисунок 4. — Гиперboloид с сечениями и его фрагмент

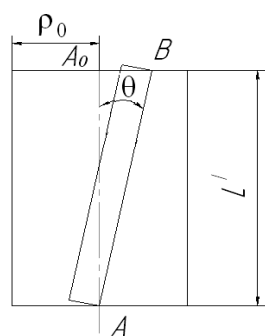
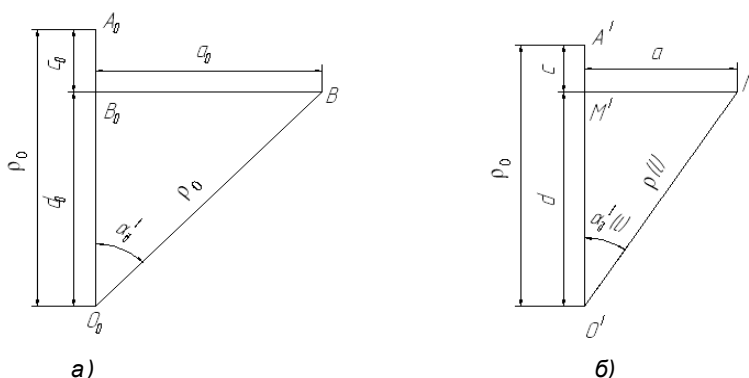


Рисунок 5. — Заготовка в исходном положении (вид сверху)



а — торцовое сечение; б — произвольное сечение
Рисунок 6. — Геометрические фигуры в сечениях гиперboloида

цилиндра на длину дуги A_0B (см. рисунок 4), соответствующей центральному углу α'_d (рисунок 5). В процессе заточки в конце рабочего хода точка B переносится цилиндром в положение A_0 в плоскость среза S .

Чтобы установить пределы применимости рассматриваемого способа настройки механизма, необходимо определить, насколько расстояния $O'M$ промежуточных точек M лезвия AB от оси вращения OO_0 (см. рисунок 4) отличаются от расстояния крайних точек A и B , т. е. найти разность радиусов $\Delta\rho(l)$. Для этого составим уравнение радиуса $\rho(l)$ произвольной точки M отрезка AB , который находится ниже поверхности цилиндра, в виде функции координаты l . Начало координат совмещаем с точкой A . Ось Al направляем по отрезку AB . Радиус $\rho(l)$ находим как отрезок перпендикуляра MO' , опущенного из точки M на ось OO_0 . Отдельно показаны геометрические фигуры в торцовом и произвольном сечениях гиперboloида (рисунок 6, а, б). Буквами α'_d и $\alpha'_d(l)$ обозначены проекции углов депланации на эти сечения; $L = AB$.

Анализ настройки механизма для заточки по крайним точкам режущей кромки лезвия. Расстояние от оси цилиндра O до плоскости среза S выбирается из условий конструктивной и технологической целесообразности и равняется ρ_0 . Причём ρ_0 должно быть одинаково для крайних точек лезвия A и B . Такой вариант закрепления заготовки на несущем цилиндре будем называть настройкой механизма заточки по крайним (концевым) точкам лезвия. Эта настройка обеспечивает заточку только концов заготовки. Остальная часть лезвия, находящаяся между точками A и B , располагается не по образующей цилиндрической поверхности заточки, а под некоторым углом к ней, в результате чего при относительном повороте несущего цилиндра лезвие перемещается ниже плоскости среза. Заготовка ножа показана в исходном положении, вид сверху, и угол θ смещения лезвия от осевой плоскости, проведённой через образующую AA_0 (см. рисунок 5).

Поверхность, описываемая отрезком AB в относительном перемещении, в математике называется однополостным гиперboloидом вращения [2]. При настройке механизма заточки по крайним точкам лезвия фрагмент гиперboloида располагается внутри поверхности заточки, имея одинаковые с ним основания (радиуса ρ_0).

Из рисунков 6, а, б, находим: $a_0 = \rho_0 \cdot \sin \alpha'_d$, $d_0 = \rho_0 \cdot \cos \alpha'_d$, $a/a_0 = l/L$, $c/c_0 = l/L$; отсюда $a = ml$, $c = nl$, где $m = a_0/L$, $n = c_0/L$. Далее определяем

$$d_0 = \rho_0 - c = \rho_0 n l u \rho(l) = \sqrt{a^2 + d^2} = \sqrt{(ml)^2 + (\rho_0 - nl)^2} = \sqrt{(ml)^2 + \rho_0^2 - 2\rho_0 nl}. \quad (1)$$

Здесь

$$\begin{aligned} m^2 + n^2 &= \frac{a_0^2 + c_0^2}{L^2} = \frac{a_0^2 + (\rho_0 - d_0)^2}{L^2} = \frac{(\rho_0 \cdot \sin \alpha'_d)^2 + (\rho_0 - \rho_0 \cdot \cos \alpha'_d)^2}{L^2} = \\ &= \frac{(\rho_0^2 \cdot \sin^2 \alpha'_d + \rho_0^2 - 2\rho_0^2 \cdot \cos \alpha'_d + \rho_0^2 \cdot \cos^2 \alpha'_d)}{L^2} = \frac{(\sin^2 \alpha'_d + 1 - 2 \cdot \cos \alpha'_d + \cos^2 \alpha'_d) \cdot \rho_0^2}{L^2} = \\ &= \frac{2 \cdot (1 - \cos \alpha'_d) \cdot \rho_0^2}{L^2}. \end{aligned}$$

Подставляем $(m^2 + n^2)$ и n в формулу (1):

$$\begin{aligned} \rho(l) &= \sqrt{\frac{2(1 - \cos \alpha'_d) \cdot \rho_0^2}{L^2} \cdot l^2 + \rho_0^2 - \frac{2\rho_0 \cdot (\rho_0 - \rho_0 \cdot \cos \alpha'_d) \cdot l}{L}} = \\ &= \sqrt{\frac{2(1 - \cos \alpha'_d) \cdot \rho_0^2}{L^2} \cdot l^2 + \rho_0^2 - \frac{2\rho_0^2 \cdot (1 - \cos \alpha'_d) \cdot l}{L}} = \rho_0 \sqrt{1 + 2 \cdot (1 - \cos \alpha'_d) \cdot \left(\frac{l}{L}\right)^2 - \frac{l}{L}}. \end{aligned}$$

Введём относительную координату $u = l/L$. Получим

$$\rho(l) = \rho_0 \cdot \sqrt{1 + 2 \cdot (1 - \cos \alpha'_d) \cdot (u - 1) \cdot u}. \quad (2)$$

Минимальное значение радиус $\rho(l)$ принимает в среднем сечении гиперboloида, т. е. при $l = L/2$; u равно 0,5:

$$\rho_{\min} = \rho_0 \cdot \sqrt{1 + 2 \cdot (1 - \cos \alpha'_d) \cdot (0,5 - 1) \cdot 0,5},$$

или

$$\rho_{\min} = \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{(1 + \cos \alpha'_d)}{2}}. \quad (3)$$

Из формулы (3) видно, что расстояние $КО'' = \rho_{\min}$ средней точки K ребра AB от оси вращения несущего цилиндра пропорционально радиусу ρ_0 траектории точки A (или B) и не зависит от длины L ребра AB .

Чтобы установить, на каком расстоянии от плоскости среза S перемещается средняя точка K ребра AB при относительном повороте цилиндра с заготовкой, найдём разность радиусов $\Delta\rho$ как функцию угла α'_d :

$$\Delta\rho = \rho_0 - \rho_{\min} = \rho_0 \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{1 + \cos \alpha'_d}{2}}\right).$$

Кривая AA_0 представляет осевое сечение гиперboloида вращения (см. рисунок 4).

Результаты получены на интервале $0 \leq \alpha'_d \leq 60^\circ$ (при α'_d , равном 0; $\Delta\rho$, равном 0).

Показан график изменения относительной величины в зависимости от угла α'_d (рисунок 7). Из него видно, что с увеличением α'_d уход кромки AB заготовки от плоскости среза S резко возрастает.

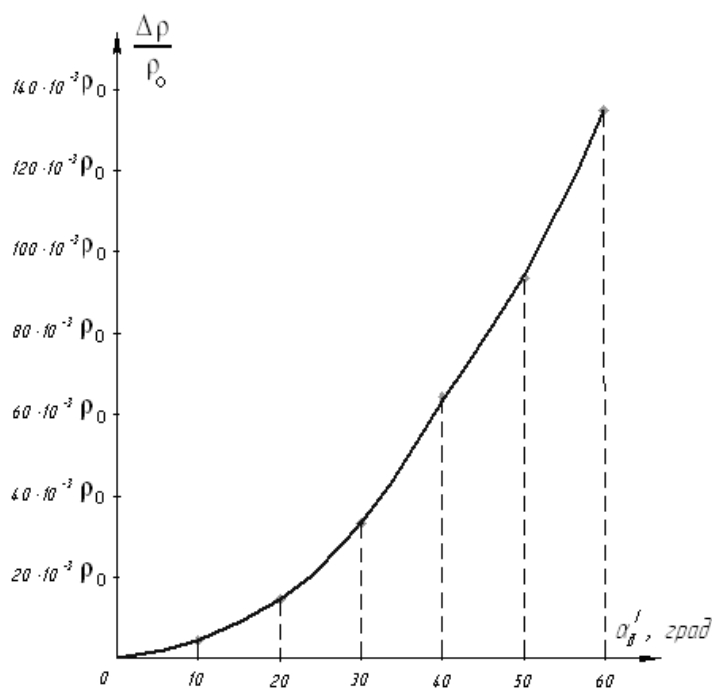


Рисунок 7. — График изменения относительной величины $\Delta\rho$ в зависимости от угла α'_a

Чтобы получить более конкретное представление о порядке величины $\Delta\rho$ в абсолютных единицах, вычислим его значение при ρ_0 , равном 75 мм, α'_a , равном 5°. Воспользовавшись данными графика (см. рисунок 7), получим при α'_a , равном 5°, $\Delta\rho/\rho_0 = 0,000952$, откуда $\Delta\rho = 0,000952 \cdot \rho_0 = 0,000952 \cdot 75 = 0,0714 \approx 0,07$ мм, где ρ_0 — радиус реального несущего цилиндра устройства, равный 75 мм.

Из полученных значений $\Delta\rho$ видно, что даже при α'_a , составляющем 5°, режущая кромка лезвия ножа будет иметь отклонение от прямолинейности. Схематично показан вид сверху рубильного ножа, заострённого при настройке механизма по концевым точкам A, B (рисунок 8).

Незатемнённая часть лезвия у кромки AB не заточена (на рисунке её площадь увеличена). Если заготовка представляет полуфабрикат — пластину со скошенным под углом α_2 краем, — то незатемнённая на рисунке нижняя её часть останется заострённой под этим углом.

Настройка механизма для заточки рубильных ножей по средней точке режущей кромки лезвия. Настройка описанного выше механизма для заточки рубильных ножей по крайним точкам кромки AB накладывает жёсткие ограничения на выбор угла депланации.

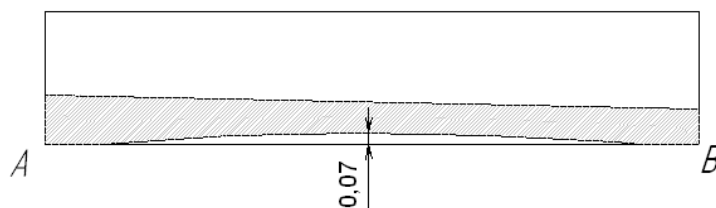


Рисунок 8. — Схема рубильного ножа, заострённого при настройке механизма по концевым точкам A, B

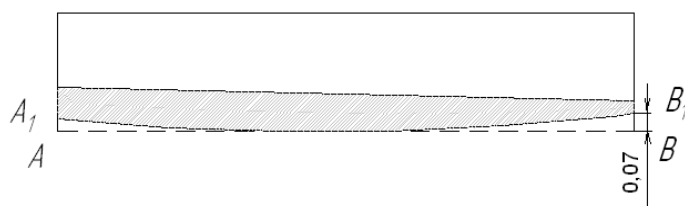


Рисунок 9. — Схема рубильного ножа, заостренного при настройке механизма по средней точке режущей кромки лезвия

Для расширения этих пределов с сохранением качества заточки механизм для заточки рубильных ножей можно настраивать иначе — по средней точке K (см. рисунок 4) ребра AB заготовки. Такая настройка достигается смещением оси шлифовального круга 3 на расстояние Δr в сторону оси несущего цилиндра 1 (см. рисунок 3), где новая плоскость среза S_m показана пунктирной линией. Радиальное расстояние, на которое выдвигается заготовка 2 (см. рисунок 3) над поверхностью несущего цилиндра, при новой настройке сохраняется неизменным, т. е. величина ρ_0 при разных настройках одинакова. Отметим, что режущая кромка заточенного при альтернативной настройке ножа изменяется, — она не строго прямолинейна. Однако при $\alpha'_d \leq 20^\circ$ это изменение формы не существенно и на режущие свойства ножа не влияет.

На рисунках 8 и 9 для наглядности искривление режущей кромки увеличено. Истинную форму кривых AB (см. рисунок 8) и A_1B_1 (см. рисунок 9) можно получить, воспользовавшись формулой (2).

Анализ рисунков 8 и 9 показал, что полученная форма кривой AB приводит к образованию острых кромок в точках A и B , которые в процессе рубки щепы могут быстро выкрашиваться. Форма кривой A_1B_1 , (см. рисунок 9), более благоприятна для работы ножа в условиях ударных нагрузок, в связи с чем дальнейшие работы, связанные с проектированием и изготовлением устройства для заточки геликоидальных ножей, основываются на методе затачивания по средней точке.

Заключение. Согласно ГОСТ 17432-87 «Технические требования к рубильным ножам» отклонение от прямолинейности не должно превышать 0,2 мм на всей длине ножа (в нашем случае l составляет 300 мм). Рубильные ножи выбранного типа и размеров имеют углы заострения α_1 , равный $29^\circ 42'$, α_2 , равный $34^\circ 42'$, т. е. разность углов равна 5° , а отклонение составляет 0,07 мм на длине 300 мм, что значительно меньше регламентированной погрешности 0,2 мм.

В данной работе рассматривались реальные геликоидальные ножи длиной 300 мм, применяемые при производстве технологической щепы.

Следовательно, разработанный метод затачивания режущего лезвия геликоидального ножа по средней точке удовлетворяет требованиям стандарта и может быть использован на соответствующих предприятиях при производстве и перезаточке геликоидальных ножей.

Список цитируемых источников

1. Алифанов А. В., Цуран В. В. Устройство для геликоидального шлифования режущего лезвия рубильных ножей // Вестник БарГУ. 2013. Вып. 1. С. 44—49.
2. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М. : Наука. 1974. 831 с.

The article describes the design of an apparatus and method of its two settings for sharpening the cutting edge of the chipping helical blade, 300 mm in length, used by the woodworking enterprises of the Republic of Belarus for the production of wood chips. The theoretical analysis of the methods for setting the extreme and mid-point of the cutting edge of the blade showed that the grinding accuracy of 0.07 mm along the length of the knife when the permissible error is 0.2 mm. The analysis showed that the sharpening on the midpoint of the cutting edge of the blade is more favorable from the standpoint of the knife performance durability. Therefore, the method based on the midpoint of the sharpened blade helical blade can be recommended for both the companies producing and using helical blades.

Key words: chippers, chipping knives, warping, sharpening, hyperboloid, segment, circuit.

УДК 674: 621.922.024

А. А. Гришкевич, О. И. Костюк

Учреждение образования «Белорусский государственный технологический университет», Минск

УВЕЛИЧЕНИЕ ПЕРИОДА ЭКСПЛУАТАЦИИ ШЛИФОВАЛЬНОГО ИНСТРУМЕНТА ПРИ ОБРАБОТКЕ ДРЕВЕСИНЫ

Описывается способ удаления продуктов резания с рабочей поверхности шлифовальной ленты во время её работы за счёт действия знакопеременной нагрузки. Предлагаемый способ будет способствовать увеличению периода стойкости инструмента и производительности процесса. В статье находит продолжение новое направление совершенствования процесса шлифования древесины, сущность которого состоит в удалении продуктов резания древесины с рабочей поверхности шлифовальной ленты во время её работы, которые определяют работоспособность шлифовального инструмента. Увеличение срока службы шлифовальной шкурки позволит сэкономить значительные средства на предприятии и тем самым уменьшить издержки производства. По полученным результатам исследований установлен критерий потери режущей способности, который характеризуется не как степень износа абразивных зёрен, а как площадь заполнения пространства между ними.

Ключевые слова: шлифование, шлифовальная шкурка, абразив, эксгаустерная система, межзерновое пространство, период стойкости, стружка.

Введение. Шлифование отличается от пиления, фрезерования и других видов механической обработки тем, что резание выполняется микролезвиями — абразивными зёрнами, размеры даже одной фракции которых имеют значительные отклонения угловых и линейных величин относительно друг друга. Размеры стружки зависят от технологических факторов и конструкции инструмента. Известно, что особенность зёрен состоит не только в их размерах, но и в форме. Каждое зерно можно представить как отдельный зуб изменчивой формы, поэтому зёрна классифицируются по размерам, которым присвоены номера крупности (зернистости), и по форме, которая в каждой из совокупности изменчива, но имеет некоторые общие характеристики. Каждый зуб, срезая стружку, перемещает её на всём пути резания, который часто значителен по сравнению с размером зуба и стружки. Между пространством соседних зубьев и объёмом срезаемой древесины существует определённая зависимость, которая приводит к ограничению производительности абразивного инструмента. Когда режущие кромки зуба изнашиваются, зерно теряет режущую способность [1]. Однако опыт эксплуатации шлифовальных лент, используемых при обработке натуральной древесины, показывает, что инструмент теряет режущую способность не от округления абразивных зёрен, а от заполнения межзернового пространства. Поэтому продление срока работоспособности шлифовальных лент является актуальной задачей.

Основная часть. В работе рассматривается один из возможных путей увеличения периода стойкости шлифовального инструмента за счёт более эффективной очистки рабочей поверхности шлифовальной ленты от продуктов резания. Предполагается, что механическое воздействие знакопеременной величины на основу шлифовальной шкурки позволит полностью удалить (выбить) продукты резания из межзернового пространства или же хотя бы нарушить их связь с основой шкурки (появление зазора, куда сможет проникать поток воздуха). Важным является изучение величины единовременной нагрузки и площади контакта объекта с основой шлифовальной шкурки, а также амплитуды нагружения на основу шлифовального инструмента.

Исследования проводились на экспериментальной установке, разработанной на кафедре деревообрабатывающих станков и инструментов учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет», на базе фрезерно-шлифовального станка HOUFEK BULDOG BRICK FRC-910.

Удаление продуктов резания с поверхности шлифовальной ленты во время её работы осуществляется следующим образом: на шлифовальную ленту оказывает воздействие устройство, совершающее возвратно-поступательное движение в направлении, нормальном к основе шлифовальной ленты.

В шлифовальной ленте при резании частично заполняется межзерновое пространство, и в результате его полного заполнения происходит потеря режущей способности инструмента [2]. Приспособление, оказывая периодическую нагрузку на шлифовальную ленту, выбивает остатки продуктов резания, которые остаются в межзерновом пространстве шлифовальной шкурки при срезании стружки. К продуктам резания могут относиться как измельчённая древесина, так и абразивные зёрна, которые разрушаются или вырываются со связующего шкурки в процессе резания. Технология предлагаемого способа удаления продуктов резания позволит увеличить период стойкости шлифовальной ленты, уменьшить мощность на резание, повысить удельную производительность шлифовальной ленты и производительность процесса в целом. В существующем варианте устройством автоматического удаления отходов из производственных помещений выступает рециркуляционный пылеулавливающий агрегат. Однако это устройство недостаточно эффективно для широколенточных шлифовальных станков, так как сама конструкция станка содержит большое количество агрегатов и приспособлений, недоступных для пылеулавливающего устройства. Задачей предполагаемой технологической новизны является создание импульсного вибрационного устройства, создающего нагрузки на шлифовальную ленту. Такое техническое решение может быть использовано на предприятиях деревопереработки при производстве столлярно-строительных изделий, мебели, плитных материалов, а также при проектировании и производстве шлифовальных машин.

Рассмотрим функциональную схему шлифования с предлагаемой технологией удаления продуктов резания (рисунок 1), технические характеристики схемы шлифовального узла (рисунок 2) и кинематическую схему шлифовального узла (рисунок 3).

Предлагаем использовать переменные нагрузки на поверхность шлифовальной ленты (рисунок 4). Эффективность использования конструкции будет зависеть от частоты и величины нагрузки [3].

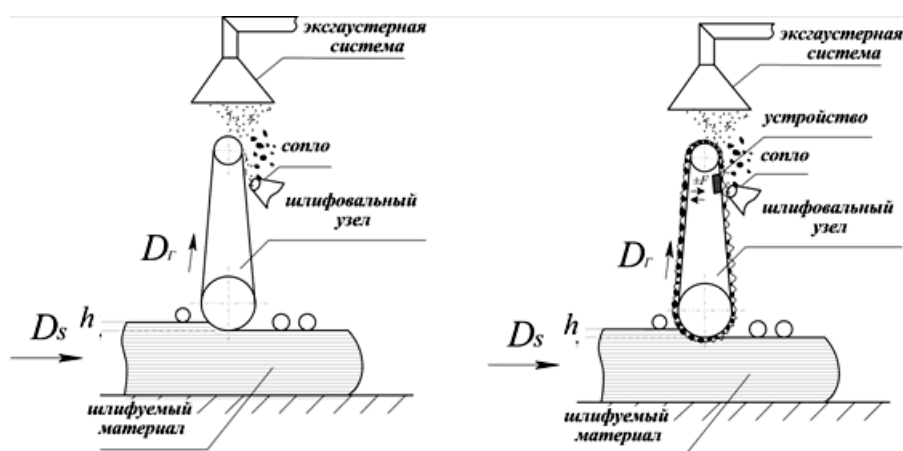
Для удаления продуктов резания разработаны устройства различных форм (рисунок 5), возможными материалами изготовления которых служат алюминий, текстолит и их комбинация.

Для исследования нами использовалась шлифовальная лента зернистостью Р80 (рисунок 6). Химический анализ показал, что материалом зерна является карбид вольфрама.

Частоту колебаний устройства определим по зависимости

$$v = \frac{1}{t + \tau} = \frac{1}{(L/\omega R) + (l_y/\omega R)} = \frac{1}{(L + l_y)/\omega R},$$

где t — время прохождения одноименной точки ленты за полный рабочий цикл, с;



а — существующая схема очистки шлифовальной ленты воздухом; б — предлагаемая схема очистки шлифовальной ленты с использованием механического воздействия на инструмент

Рисунок 1. — Функциональная схема шлифования с предлагаемой конструкцией удаления продуктов резания

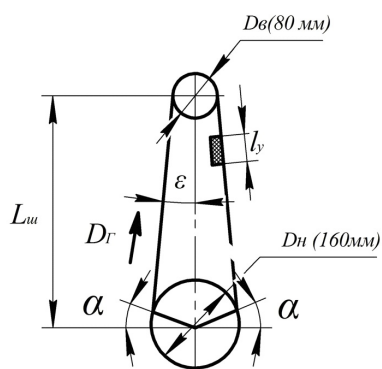


Рисунок 2. — Схема шлифовального узла

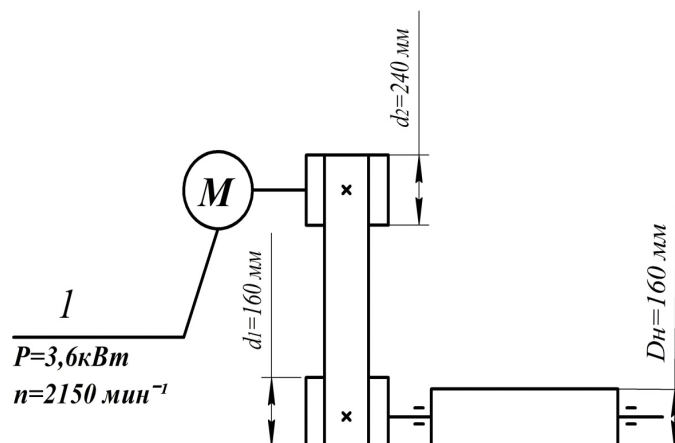
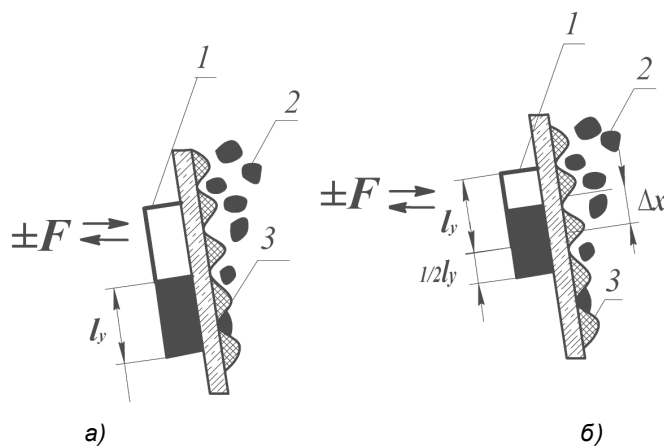


Рисунок 3. — Кинематическая схема шлифовального узла



а — схема последовательного нагружения с Δx , равным 0; б — схема нагружения с зоной перекрытия Δx , равной 0,5; 1 — устройство; 2 — продукты резания; 3 — шлифовальная лента

Рисунок 4. — Схема нагружения на поверхности шлифовальной ленты

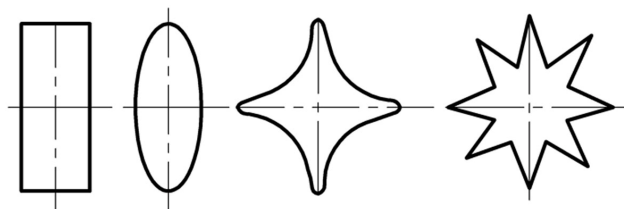
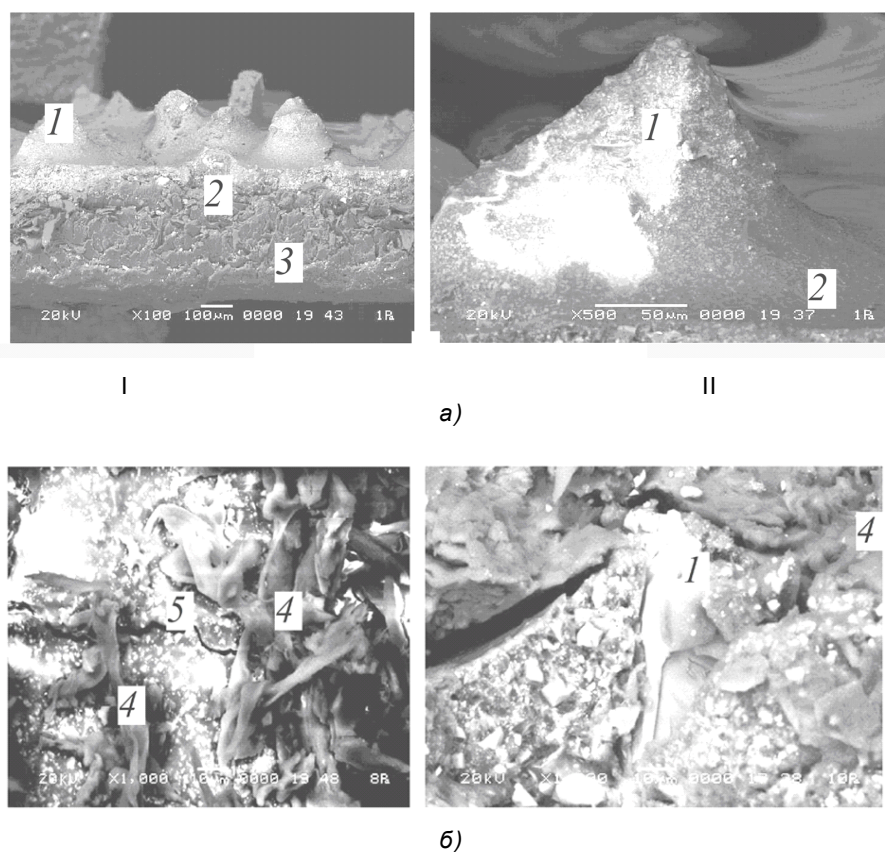


Рисунок 5. — Возможные формы устройства для удаления продуктов резания

- τ — время, за которое лента проходит расстояние l_y , с;
- ω — угловая скорость, рад / с;
- l_y — длина контакта поверхности устройства, мм;
- R — радиус приводного шлифовального вальца, мм;
- L — длина шлифовальной ленты, мм.



а — шлифовальная лента до эксплуатации. I — $\times 100$; II — $\times 500$; б — шлифовальная лента после эксплуатации. $\times 1000$; 1 — зерно (зуб) шлифовального инструмента; 2 — клеевой состав; 3 — основа; 4 — продукты резания; 5 — разрушение на поверхности шлифовальной ленты

Рисунок 6. — Шлифовальная лента

Скорость V , м / с, шлифовальной ленты вычислим по формуле

$$V = \frac{\pi D_n n_n}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 3225}{60000} = 27,$$

где D_n — диаметр приводного нижнего шлифовального вальца;

n_n — частота вращения приводного нижнего шлифовального вальца;

Определим длину шлифовальной ленты L по формуле

$$L = L_{ш} + \frac{\pi D_b}{2} + \frac{\pi D_n}{2},$$

где $L_{ш}$ — расстояние между центрами верхнего и нижнего валцов;

D_b — диаметр направляющего верхнего вальца.

Вычислим время t , с, прохождения одноименной точки ленты за полный рабочий цикл по формуле

$$t = \frac{L}{V} = \frac{1,1268}{27} = 0,042.$$

Путь, пройденный устройством, определим из выражения

$$L = V t.$$

Вычислим длину контакта поверхности устройства l_y , мм, по формуле

$$l_y = \tau \cdot \omega R.$$

Примем длину l_y за 10,0 см (100 мм или 0,1 м).

Время прохождения одноименной точки ленты за полный рабочий цикл вычислим из выражения

$$\tau = \frac{l_y}{\omega R}.$$

Частоту колебаний ν , Гц, определим по формуле

$$\nu = \frac{\omega R}{L + l_y} = \frac{27}{1,12 + 0,1} = 22,13.$$

Заключение. В качестве критерия оценки периода стойкости абразивных шлифовальных лент при калибровании древесины следует считать не степень округления абразивных зёрен, а заполнение межзернового пространства.

Для большей эффективности эксплуатации шлифовальной ленты, увеличения периода её стойкости, улучшения режущей способности зубьев (зёрен) рекомендуется применять устройство для удаления остатков продуктов резания. При принятых условиях очистку шлифовальной ленты следует производить с частотой колебаний устройства в 22 Гц при ширине устройства 100 мм и зоной перекрытия Δx 0,5. Использование устройства знакопеременной силы позволит увеличить период стойкости абразивной шлифовальной ленты.

Список цитируемых источников

1. Любченко В. И. Резание древесины и древесных материалов. М. : Лесная пром-сть, 1986.
2. Бершадский А. Л., Цветкова Н. И. Резание древесины. Минск : Высш. шк., 1975.
3. Костюк О. И., Гришкевич А. А. Способ удаления продуктов резания с поверхности шлифовальной ленты во время её работы // Вестник Харьковского лесного университета им. П. Василенко. 2014.

There is a continuation of the new direction process of improving wood grinding, its essence is in wood cutting products removal from the working surface of the sanding belt during the performance which defines the operability of the grinding tool in the article. The service life increase of the sandpaper will allow to save a lot of money and thereby to reduce production costs. According to the obtained results of the research, the cutting ability loss criterion is found out which is characterized not as the wear degree of abrasive grains, but as the filling content of space between them. For the greater efficiency of the grinding belt, increase of the period of its durability, improvement of the cutting ability of the teeth (grains) it is recommended to employ the device to remove the residue of cut.

Key words: grinding, abrasive cloth, abrasive, exhauster system, intergranular space, durability, shavings.

УДК 630*652.54

А. А. Гришкевич, В. В. Раповец, В. Н. Гаранин, А. Ф. Аникеенко
Учреждение образования «Белорусский государственный технологический университет», Минск

НОВАЯ КОНСТРУКЦИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОГО ФРЕЗЕРНОГО ИНСТРУМЕНТА С ИЗМЕНЯЕМЫМИ УГЛАМИ ПЕРЕДНИМ И НАКЛОНА КРОМКИ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ДРЕВЕСНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Выполнен анализ существующих конструкций насадного фрезерного дереворежущего инструмента, на основании которого определены основные параметры фрез. Предложена к использованию новая конструкция сборной фрезы с изменяемыми углами передним и наклона кромки, обеспечивающая улучшенные характеристики перед существующими конструкциями инструментов. Проведены исследования на работоспособность новой фрезы, а также представлены основные полученные результаты, которые позволили определить пути дальнейшего совершенствования фрезерного дереворежущего инструмента.

Ключевые слова: фреза, угол наклона кромки, мощность резания, стружка, период стойкости.

Введение. Деревообрабатывающая промышленность Республики Беларусь находится в стадии активного развития технологий и оборудования для комплексной и экономически оправданной переработки древесины. В настоящее время отмечается существенный рост потребительского спроса на изделия из древесины или композитов на её основе. Освоение в производстве предприятиями концерна «Беллесбумпром» нового универсального фрезерного инструмента, обеспечивающего ресурс- и энерго-сбережение, сокращающего типоразмеры используемых на производстве фрез, позволит повысить эффективность производства и частично выполнить республиканскую программу замещения импорта.

Для повышения технического уровня и эффективности использования деревообрабатывающего оборудования большое значение имеет улучшение качества режущего инструмента.

Высокопроизводительная и качественная механическая обработка древесины и древесных материалов во многом зависит от рациональной эксплуатации инструмента. Под рациональной эксплуатацией понимается создание таких условий его использования, которые обеспечивают производительную и качественную обработку деталей. К этим условиям относятся: правильный выбор инструментального материала, конструкции, угловые параметры, оптимальные режимы резания и выполнение мероприятий по подготовке инструмента к работе.

В настоящее время в Республике Беларусь применяют в основном импортный дорогостоящий фрезерный дереворежущий инструмент ведущих зарубежных фирм Leitz, AKE, LEUCO, Faba, JSO и др.

Одно из важнейших направлений в совершенствовании режущего инструмента, используемого в автоматизированном производстве, — разработка конструкций с изменяемыми линейными и угловыми параметрами. Это позволяет повысить производительность оборудования (за счёт скорости резания и подачи, настройки оборудования, сокращения простоев из-за правок и поломок инструмента и др.); улучшить качество обработки (шероховатость поверхности, точность обработки); уменьшить износ станков за счёт снижения мощности на резание; сократить добавочные операции технологического процесса изготовления деталей из-за плохого качества и неточности сопрягаемых изделий (пригонка, шлифование и т. д.); уменьшить расход сырья на изготовление изделия (большие припуски на обработку, отходы в брак).

Поэтому разработка конструкции энергоэффективного фрезерного инструмента для механической обработки древесных материалов является актуальной задачей для деревообрабатывающей промышленности Республики Беларусь.

Основная часть. Анализ путей развития насадного и хвостового фрезерного инструмента [1], используемого в деревообрабатывающей промышленности для производства мебели, показал следующее: 1) развитие инструмента идёт в направлении повышения частот вращения инструмента и снижения его массы в целях повышения качества обработанной поверхности; 2) конструктивные особенности

крепления режущих элементов связаны с развитием технологий восстановления режущей способности лезвий и условиями работы инструмента. Проектирование систем крепления ножей происходит не только с учётом действующих на нож сил, но также и с учётом величины стачивания материала ножа при его восстановлении, а также количества возможных переточек режущих элементов; 3) создаются новые конструкции инструмента, позволяющие расширить возможности их эксплуатации.

Теоретическое исследование и обоснование конструкторско-технологических параметров новой энергоэффективной конструкции фрезерного инструмента для обработки древесных материалов на промышленных режимах показало, что основными её параметрами являются: диаметр резания (D), количество режущих элементов (z) и угловые характеристики инструмента (угол передний γ , угол наклона кромки λ и угол заострения β). Анализ других параметров фрез (материал корпуса и режущего элемента, ширина фрезерования) показал, что они лишь повышают функциональные возможности инструмента (период стойкости, ширину обработки) и коренным образом не влияют на условия его взаимодействия с обрабатываемым материалом, на что указывается в работе [2].

На основании рассчитанных параметров фрезы и с учётом авторского свидетельства [3] выполнена эскизная проработка инструмента, разработана конструкторская документация на новую конструкцию фрезы с изменяемыми углами передним и наклона кромки, изготовлен натурный образец (рисунок 1) и проведены лабораторные испытания на работоспособность данного фрезерного инструмента.

Для выполнения экспериментальных исследований была использована установка, которая создана на базе промышленного станка Unimat 23EL фирмы WEINIG (Германия) (рисунок 2) и находится в лаборатории кафедры деревообрабатывающих станков и инструментов учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет».

Измерение мощности резания выполнялось с использованием программного обеспечения COMBIVIS5 путём снятия электрических параметров с частотного преобразователя электропривода управления механизмом резания станка (рисунок 3).

Для экспериментов были приняты следующие условия: заготовка — плита ламинированная ДСтП, толщина 17 мм (ширина фрезерования), скорость подачи V_s , равная 6 м / мин, припуск на обработку h , составляющий 2 мм. Перед каждым опытом ножи выставляются с помощью установки OptiControl на нужный угол. Все экспериментальные исследования работоспособности фрезы проводились при механической обработке древесного материала одним ножом с учётом данных, которые были представлены в авторском свидетельстве [4].

Была проведена серия экспериментальных исследований, подтверждающих работоспособность новой энергоэффективной конструкции фрезы. Результаты данных исследований представлены ниже.

1-й опыт. Сила резания $F_{рез}$ равна 0,22 Н, мощность холостого хода $P_{х.х}$ — 0,47 кВт, угол наклона кромки λ — 0°. Зададимся главной скоростью V , равной 35 м / с. На установке OptiControl было получено значение диаметра фрезы, которое впоследствии было нами использовано при расчётах диаметра D , равного 143,8 мм. Отсюда частота вращения при эксплуатации будет равна n , мин⁻¹:

$$n = \frac{60\,000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{60\,000 \cdot 35}{3,14 \cdot 143,8} = 4\,651.$$

Подача на нож S_z , мм, вычисляется по формуле

$$S_z = \frac{1\,000 \cdot V_s}{z \cdot n} = \frac{1\,000 \cdot 6}{2 \cdot 4\,651} = 1,29.$$



Рисунок 1. — Фреза сборная с изменяемыми углами передним и наклона кромки



Рисунок 2. — Оборудование для выполнения экспериментов

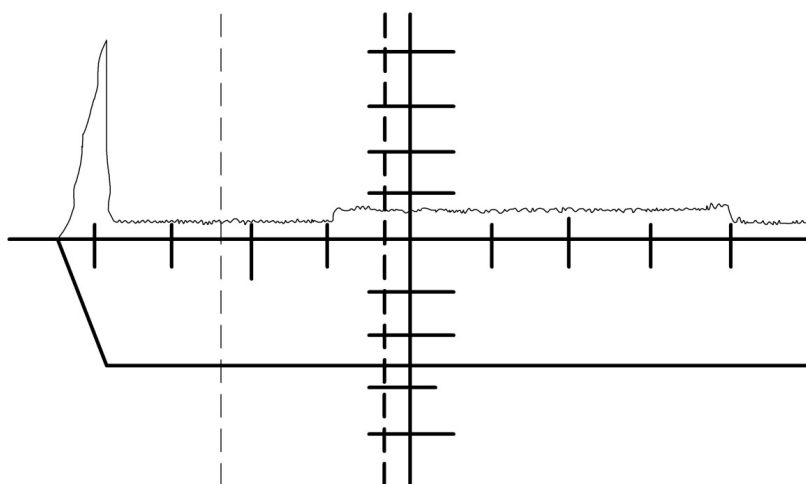


Рисунок 3. — Измерение потребляемой мощности

Толщина стружки e , мм, определяется из выражения

$$e = \sqrt{\frac{h}{D}} S_z = \sqrt{\frac{2}{143,8}} \cdot 1,29 = 0,15,$$

где h — припуск на обработку.

Измерительная система установки Unimat 23EL позволяла регистрировать изменение параметров мощности и частоты вращения во времени при обработке плитного (ДСтП) материала на заданных режимах и представлять в удобном для анализа графическом виде.

В результате проведённого опыта нож повернулся на некоторый угол, однако требуемое качество поверхности было получено. Из расчётов видно, что нож формирует макростружку, т. е. e составляет 0,152 мм.

2-й опыт. Сила резания $F_{рез}$ равна 0,29 Н, мощность холостого хода $P_{х. х}$ — 0,47 кВт, угол передний γ — 20°. Рассматриваем два крайних положения, угол наклона кромки λ равен 0°. Зададим скорость главного движения V , равную 35 м / с. На установке OptiControl было измерено значение диаметра фрезы D , составившее 143,8 мм.

После проведения опыта нож не изменил своего положения, но на поверхности присутствовали кинематические неровности, значение которых менялось в диапазоне 0,5 мм.

3-й опыт. Сила резания $F_{рез}$ равна 0,22 Н, мощность холостого хода $P_{x. x}$ — 0,47 кВт, угол в плане λ составляет 15° . Задаёмся скоростью главного движения V , равной 35 м / с. На установке OptiControl измерено значение диаметра фрезы D , составляющее 143,8 мм.

Отмечается изменение угла в плане на установке OptiControl после проведения опыта (рисунок 4).

После выполненного эксперимента нож развернулся на некоторый угол (см. рисунок 4). Присутствовало отклонение от плоскостности обработанной поверхности.

4-й опыт. Сила резания $F_{рез}$ равна 0,25 Н, мощность холостого хода $P_{x. x}$ — 0,47 кВт, угол наклона кромки λ составляет 30° . Задаёмся скоростью главного движения V , равной 35 м / с. На установке OptiControl было измерено значение диаметра фрезы D , составляющее 143,8 мм.

Эксперимент показал, что после обработки фрезой ДСтП присутствовали сколы на верхней и нижней пластях заготовки. Нож работал в зоне макростружки и устойчиво находился в креплении, в процессе работы не поменял своего положения.

5-й опыт. Сила резания $F_{рез}$ равна 0,52 Н, мощность холостого хода $P_{x. x}$ — 0,47 кВт. Задаёмся частотой вращения n , равной 10 000 мин⁻¹, угол наклона кромки λ принимаем равным 0° , угол передний γ — 20° . При фрезеровании использовали два ножа, не закреплённых монтажными винтами.

Опыт показал, что мощность и сила резания увеличились. Процесс резания характеризовался зоной микростружки (толщина стружки e составляла 0,0354 мм).

Подача на нож S_z равна 0,3 мм. В начале фрезерования наблюдалось значительное увеличение мощности (на 0,52 кВт, что составляло 27,8%). Это обуславливается тем, что нож при внедрении в древесину до высоты заданного припуска на обработку формировал стружку первоначальной толщины, не равной 0 ($e \neq 0$).

При этом углы передний и наклона кромки после фрезерования не поменяли своего значения. Ножедержатель находился в устойчивом положении за счёт сил инерции. Качество поверхности обработки оказалось соизмеримым с опытом № 4.

6-й опыт. Сила резания $F_{рез}$ равна 0,42 Н, мощность холостого хода $P_{x. x}$ — 1,66 кВт. Параметры обработки те же, что и в опыте № 5.

Частота вращения фрезы n составляла 12 000 мин⁻¹. В резании использованы два не закреплённых винтами ножа.

Опыт показал, что мощность и сила резания также увеличились. Процесс резания характеризовался зоной микростружки (толщина стружки e составила 0,02948 мм). Подача на нож S_z равна 0,25 мм.

После обработки получили высококачественную поверхность (рисунок 5). При работе ножа в зоне микростружки сколов не наблюдалось. Ножи минимально сместились по сравнению с первоначальным их положением (рисунок 6).

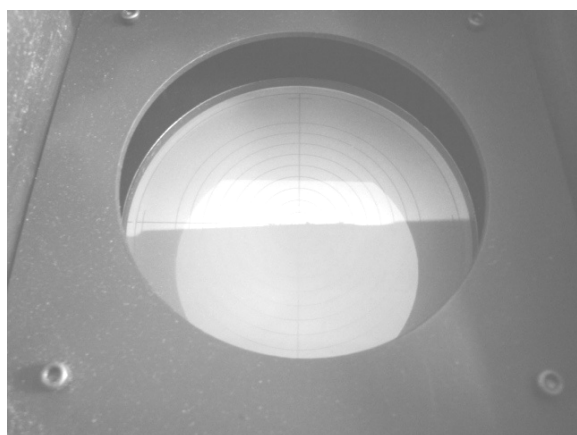


Рисунок 4. — Измерение угла наклона кромки на установке OptiControl

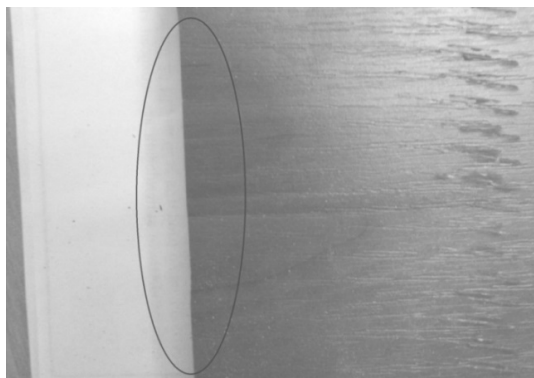


Рисунок 5. — Качество полученной поверхности

Заключение. Установлено, что в производстве элементов мебели при обработке плитных материалов (ДСтП, ДВП, МДФ и др.), наряду с хвостовыми, широко используются сборные конструкции насадных фрез диаметром 80...200 мм. Крепление инструментов, представляющих собой ножи одноразового использования, осуществляется механически (клиновым креплением, винтами или другим способом). Ширина фрезерования (высота обработки) составляет 4...30 мм. Выявлено, что существующие конструкции фрез имеют возможность изменения переднего и заднего угла в диапазоне $\pm 10^\circ$, угла наклона режущей кромки по отношению к оси вращения (цилиндрическое, коническое, торцевое фрезерование). Это даёт возмож-

ность снизить энергоёмкость процесса обработки и повысить период стойкости инструмента в зависимости от обрабатываемых материалов при конкретных режимах его эксплуатации, а также расширить технологические возможности инструмента.

Разработана конструкция энергоэффективного фрезерного инструмента. Особенность конструкции состоит в следующем: имеется возможность изменения переднего γ ($\pm 10^\circ$) или заднего α ($\pm 10^\circ$) углов; угла наклона кромки λ ($\pm 180^\circ$); угла между осью вращения и режущей кромкой ножа ($\pm 25^\circ$).

Конструкция новой сборной фрезы позволяет: уменьшить составляющие силы резания; повысить полный период стойкости инструмента по критерию качества (отсутствие сколов при обработке ламинированных древесностружечных плит, отрыва волокон, сколов при обработке древесины); оптимизировать угол λ по показателям качества обработанной поверхности (отклонение от плоскостности) и мощности на резание. Данная конструкция может стать универсальным инструментом при обработке различных видов материалов на деревоперерабатывающих предприятиях.

На основании краткого теоретического обзора, представленного в данной работе, авторы, изучив все достоинства и недостатки существующего фрезерного инструмента, предлагают работоспособную конструкцию энергоэффективного фрезерного инструмента с изменяемыми углами передним и наклона кромки для обработки древесины и древесных материалов. Работоспособность новой фрезы подтверждают лабораторные испытания, представленные в настоящей работе.

Однако необходимо отметить, что исследуемый инструмент является только первоначальным образцом принципиально нового типа фрез с подвижными ножами, который требует доработки и дальнейшего совершенствования. Над этим в настоящее время и работают авторы представленного материала.

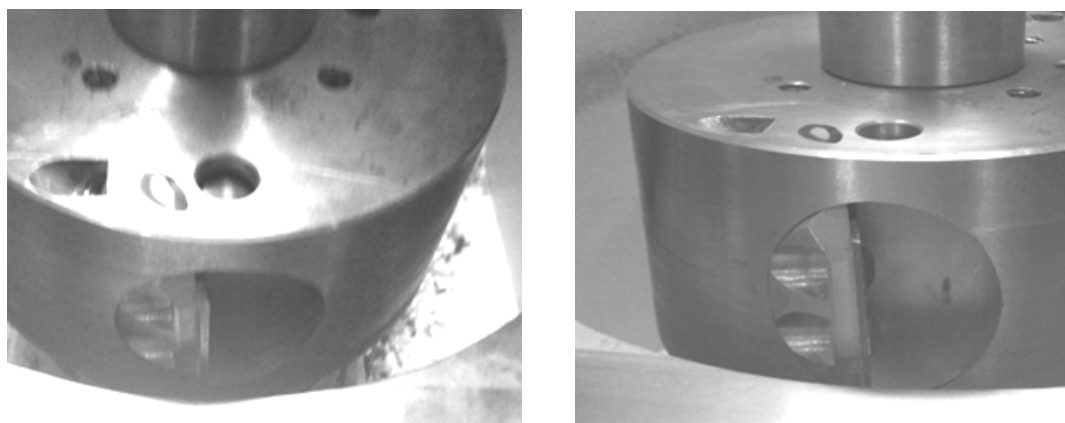


Рисунок 6. — Нож до и после обработки

Список цитируемых источников

1. Planing and profiling [Electronic resource]. URL: http://www.leitz.org/?cat_id=449 (date of access: 12.11.2014). ; Моисеев А. В. Износостойкость дереворежущего инструмента. М. : Лесная пром-сть, 1981. 112 с. ; Трусова Л. П. Применение инструмента с пластинками из твёрдого сплава в деревообрабатывающей промышленности. М. : Лесная пром-сть, 1963. 47 с. ; Каталог инструмента к фрезерному оборудованию фирмы Weinig. Таубербишевсхайм, 2008. 85 с. ; Насадной инструмент [Электронный ресурс]. URL: http://www.leuco.com/dateien/03-Cutters-with-Bore_RU.pdf. (дата обращения: 12.12.2014). ; Фрезернокалибровочные машины ROTOLES [Электронный ресурс]. URL: http://www.ledinek.com/en/product/machine/rotoles_system.html. (дата обращения: 12.12.2014). ; Каталог JSO [Электронный ресурс]. URL: <http://www.js0.de/katalog/pages/index.php?l=EN>. (дата обращения: 12.12.2014). ; Дереворежущий инструмент отечественного и импортного производства : каталог. Минск : ИнтерКрим-пресс, 2006. 174 с. ; Каталог продуктов фирмы Faba [Электронный ресурс]. URL: <http://www.faba.pl/?pid=12>. (дата обращения: 01.02.2014). ; Каталог инструмента Freud [Электронный ресурс]. URL: <http://www.freud.it/page38b.do?sp=page38b&link=ln37e&dau24bkey.att49=302>. (дата обращения: 12.10.2014).
2. Гришкевич А. А., Аникеенко А. Ф., Гаранин В. Н. Особенности фрезерного сборного инструмента с изменяемыми углами: передним и наклона режущей кромки // Труды БГТУ. 2014. Сер. II (166) : Лесная и деревообрабатывающая пром-сть. С. 175—177.
3. Цилиндрическая фреза: а. с. 666080 СССР, МПК В 27 G 13/02. № 4839921; заявл. 09.08.76 ; опубл. 09.06.79, Бюл. № 21. 2 с.
4. А. с. 666080 СССР. С. 1—2.

The brief theoretical overviews of the milling wood-cutting tools used in the woodworking enterprises of the Republic of Belarus are under study in this article. They help to find the main disadvantages of the modern constructions milling tools. As a result, the new construction of the energy efficient milling tool with variable angles front and slope of the edge for processing wood materials is put forward.

The construction of the milling tool on offer has some advantages over the existing milling tools. The main advantage of it is the versatility in the production of various profiles and energy efficiency. The laboratory research has proved the advantages of the developed tool.

Key words: the milling tool, the angle of the edge, cutting power, shavings, durability.

УДК 621.831

П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский, И. В. Трусов, Р. А. Калентионок
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет», Могилёв

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ СО СФЕРИЧЕСКИМИ ЗУБЬЯМИ ПРИ НАЛИЧИИ ПОГРЕШНОСТЕЙ ЕЁ МОНТАЖА

Рассмотрена методика определения кинематической точности прецессионной передачи, которая нечувствительна к погрешностям монтажа в определённых пределах. Совмещение в прецессионной передаче со сферическими зубьями редуцирующей функции с функцией компенсирующей муфты позволяет снизить требования к точности монтажа в приводе при сохранении эксплуатационных показателей.

Ключевые слова: кинематическая точность, прецессионная передача, нечувствительность к погрешностям монтажа, сферические зубья.

Введение. Несмотря на возросшую роль безредукторного привода в современной технике, редукторы по-прежнему находят широкое применение там, где необходимо передавать значительные крутящие моменты при относительно низких габаритах и массе привода.

При монтаже редуктора всегда существовала проблема соединения его выходного вала с валом рабочего органа привода. Решением данной проблемы, не без ущерба для показателей качества работы привода и массогабаритных показателей, обычно является использование компенсирующих муфт.

Другой путь решения указанной выше проблемы связан с возможностью использования в редукторе такой передачи, которая была бы нечувствительна к погрешностям её изготовления и монтажа [1], т. е. дополнительно выполняла бы роль компенсирующей муфты. Одной из таких передач — прецессионной передаче со сферическими зубьями — и посвящена настоящая работа.

Следует оговориться, что под нечувствительностью к погрешностям изготовления и монтажа здесь понимается, прежде всего, обеспечение заданной кинематической точности рассматриваемой передачи при относительном смещении осей вращения её входного и выходного валов.

Прецессионная передача, в зацеплении которой контактируют цилиндрические ролики, оси которых параллельны оси входного вала, и бочкообразные зубья сателлита, к настоящему времени нашла своё применение в приводах различных машин и механизмов [2]. С целью обеспечить нечувствительность прецессионной передачи к погрешностям изготовления и монтажа было предложено использовать в зацеплении зубья сферической формы [3]. Рассмотрим структурную схему варианта прецессионной передачи с центральным колесом с зубьями, выполненными в виде радиально расположенных роликов, имеющих на конце полусферы (рисунок 1).

Прецессионная передача со сферическими зубьями содержит корпус 1, входной вал 2, косую втулку 3, сателлит 4, сферический подшипник 5, неподвижное центральное колесо 6, внутренний зубчатый венец которого выполнен в виде радиальных роликов 7. Контактующая с наружными зубьями сателлита 4 поверхность радиальных роликов 7 выполнена в виде полусферы. Сателлит 4 жёстко соединён с кольцом 8, имеющим на внутренней поверхности зубчатый венец, который выполнен в виде радиально расположенных по его периметру роликов 9. Радиальные ролики 9 имеют поверхности в виде полусфер, которые контактируют с наружным зубчатым венцом, выполненным на выходном валу (валу привода) 10. Вал привода 10 составляет вращательную пару посредством подшипников 11 с корпусом привода 12. Корпус передачи 1 жёстко крепится к корпусу привода 12 посредством болтов 13.

При креплении корпуса привода 12 к корпусу редуктора 1 из-за погрешностей изготовления и монтажа возникает несоосность осей входного 2 и выходного 10 валов передачи.

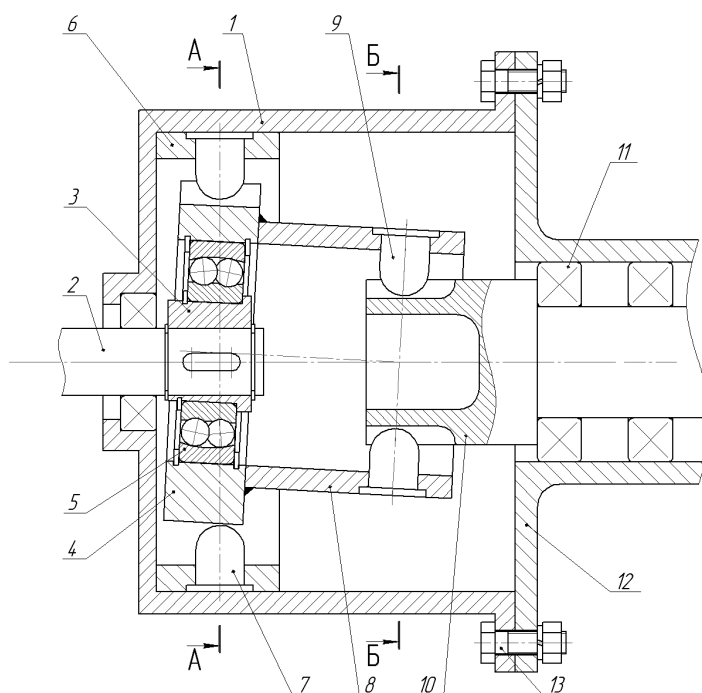


Рисунок 1. — Схема прецессионного редуктора

В дальнейшем изложении обосновывается, что благодаря сферическим поверхностям радиальных пальцев 7 минимизируется влияние погрешности, вызванной несоосностью указанных валов, на кинематическую точность предлагаемого варианта прецессионной передачи.

Математическая модель прецессионной передачи. Обратимся к структурной схеме прецессионной передачи со сферическими зубьями (рисунок 2).

Центр прецессии в случае погрешности s , вызванной несоосностью валов, может смещаться из положения O в положение A . Свяжем с точкой O начало неподвижной системы координат XYZ . Координаты точки A относительно этой системы координат определяются как $x_A = 0$; $y_A = s$; $z_A = 0$. Координаты точки B , фиксирующей положение сферического подшипника на оси наклонного кривошипа, в системе XYZ определяются следующим образом (рисунок 3):

$$x_B = -e \cdot \sin(\varphi_{кр}); \quad y_B = e \cdot \cos(\varphi_{кр}); \quad z_B = \frac{e}{\operatorname{tg}(\theta)},$$

где e — величина эксцентриситета кривошипа в сечении, проходящем через точку B ;

$\varphi_{кр}$ — угол поворота кривошипа;

θ — угол нутации.

Ось вращения сателлита в случае отсутствия несоосности осей валов совпадает с осью наклонной части кривошипа. Однако при наличии указанной несоосности оси имеют разное расположение в пространстве. Определим расположение оси вращения сателлита относительно неподвижной системы координат при помощи вектора \vec{AB} с модулем

$$|\vec{AB}| = \sqrt{\left\{ -e \cdot \sin(\varphi_{кр})^2 + \left[e \cdot \cos(\varphi_{кр}) - s \right]^2 \right\} + \left(\frac{e}{\operatorname{tg}(\theta)} \right)^2} =$$

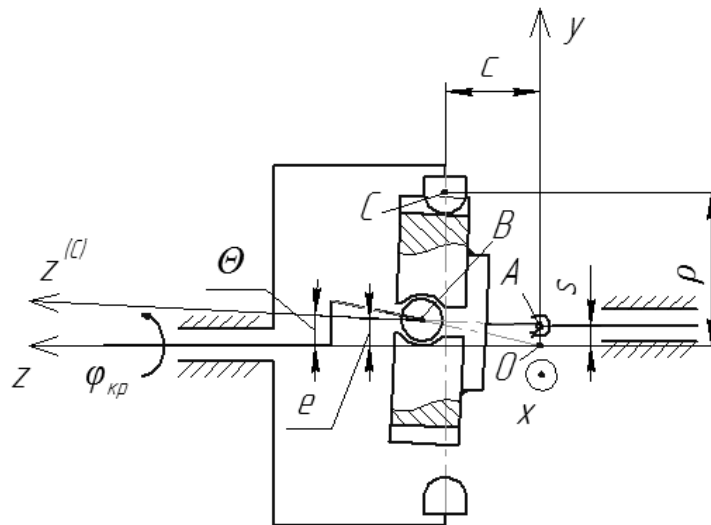


Рисунок 2. — Кинематическая схема прецессионной передачи

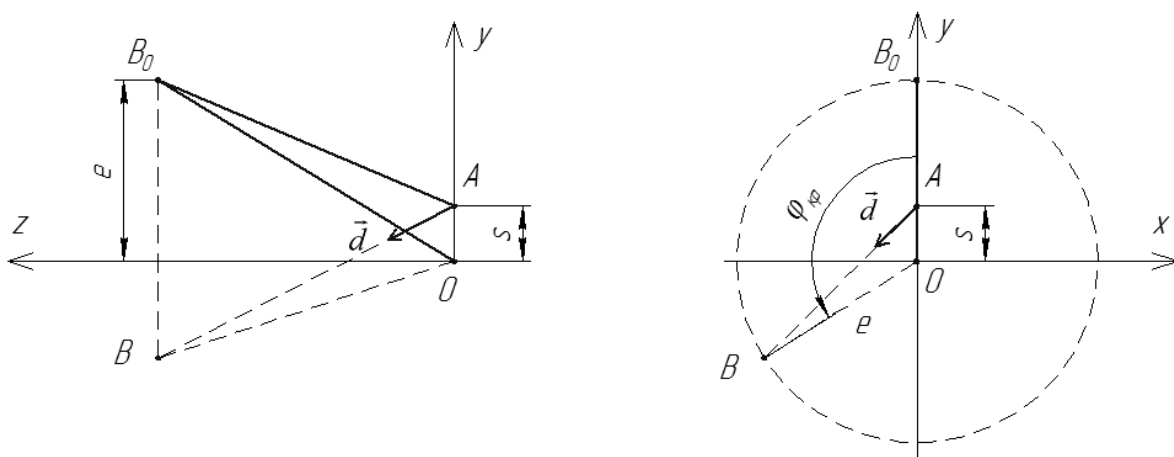


Рисунок 3. — К определению положения наклонной части кривошипа

$$\begin{aligned}
 &= \sqrt{e^2 \cdot \sin^2(\varphi_{kp}) + e^2 \cdot \cos^2(\varphi_{kp}) + s^2 - 2 \cdot e \cdot \cos(\varphi_{kp}) + \left(\frac{e}{\operatorname{tg}(\theta)}\right)^2} = \\
 &= \frac{\sqrt{\{e^2 \cdot [\sin^2(\varphi_{kp}) + \cos^2(\varphi_{kp})] + s^2 - 2 \cdot e \cdot \cos(\varphi_{kp})\} \cdot \operatorname{tg}^2(\theta) + e^2}}{\operatorname{tg}(\theta)} = \\
 &= \frac{\sqrt{[(e^2 + s^2) - 2 \cdot e \cdot \cos(\varphi_{kp})] \cdot \operatorname{tg}^2(\theta) + e^2}}{\operatorname{tg}(\theta)}.
 \end{aligned}$$

Определим направляющие косинусы указанного вектора:

$$d_x = -\frac{e \cdot \operatorname{tg}(\theta) \cdot \sin(\varphi_{kp})}{\sqrt{[(e^2 + s^2) - 2 \cdot e \cdot \cos(\varphi_{kp})] \cdot \operatorname{tg}^2(\theta) + e^2}};$$

$$d_y = \frac{[e \cdot \cos(\varphi_{кр}) - s] \cdot \operatorname{tg}(\theta)}{\sqrt{[(e^2 + s^2) - 2 \cdot e \cdot \cos(\varphi_{кр})] \cdot \operatorname{tg}^2(\theta) + e^2}};$$

$$d_z = \frac{e}{\sqrt{[(e^2 + s^2) - 2 \cdot e \cdot \cos(\varphi_{кр})] \cdot \operatorname{tg}^2(\theta) + e^2}}.$$

На основе полученных зависимостей определяем положение центра C сферического пальца в системе координат, жёстко связанной с спутником (см. рисунок 2).

Для этого сначала установим координаты точки C относительно неподвижной системы координат XYZ : $x_c = 0$; $y_c = \rho$; $z_c = c$, где ρ — радиус окружности, на которой располагается центр сферического пальца; c — расстояние по оси Z от центра сферического пальца до точки прецессии, и запишем их в виде матрицы:

$$M_c = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho \\ c \\ 1 \end{bmatrix}.$$

Переход от неподвижной системы координат к системе координат, жёстко связанной с спутником, выполним путём матричного преобразования:

$$M_c^{(c)} = \begin{bmatrix} x_c^{(c)} \\ y_c^{(c)} \\ z_c^{(c)} \\ 1 \end{bmatrix} = T_4 \times T_3 \times T_2 \times T_1 \times M_c,$$

где T_1, T_2, T_3, T_4 — матрицы элементарных преобразований, рассмотренные ниже.

Для учёта несоосности осей входного и выходного валов передачи (рисунок 4) осуществим переход к системе координат $X^{(1)}Y^{(1)}Z^{(1)}$:

$$T_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -s \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Учёт несовпадения оси $z^{(1)}$ с осью $z^{(c)}$ вращения спутника, с которой совмещён вектор \dot{d} (рисунки 5 и 6), осуществляется последовательным переходом к системам координат $X^{(2)}Y^{(2)}Z^{(2)}$ и $X^{(3)}Y^{(3)}Z^{(3)}$:

$$T_2 = \begin{bmatrix} \cos(\delta) & \sin(\delta) & 0 & 0 \\ -\sin(\delta) & \cos(\delta) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

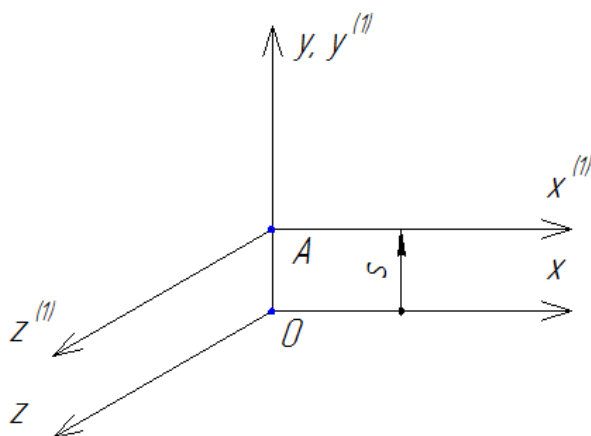


Рисунок 4. — К определению матрицы T_1

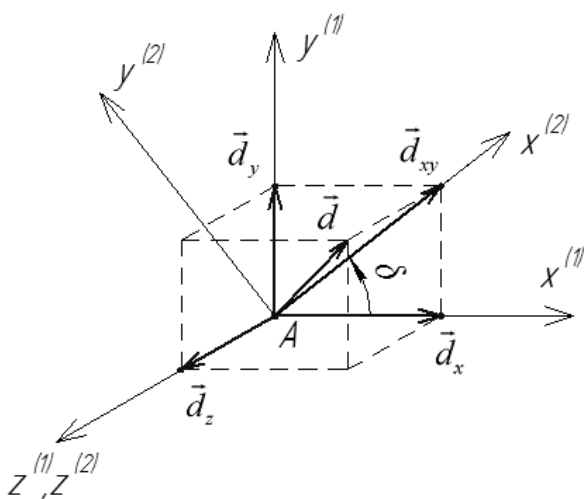


Рисунок 5. — К определению матрицы T_2

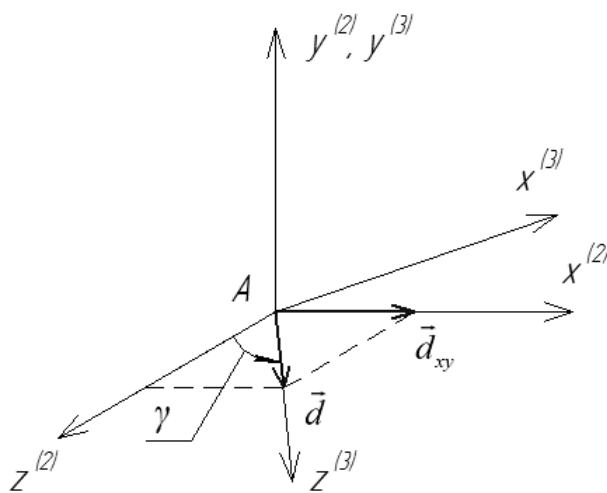


Рисунок 6. — К определению матрицы T_3

$$T_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\gamma) & -\sin(\gamma) & 0 \\ 0 & \sin(\gamma) & \cos(\gamma) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

где

$$\begin{aligned} \cos(\gamma) &= d_z ; \\ \sin(\gamma) &= \sqrt{1 - d_z^2} ; \\ \cos(\delta) &= \frac{d_y}{\sqrt{1 - d_z^2}} ; \\ \sin(\delta) &= -\frac{d_x}{\sqrt{1 - d_z^2}} . \end{aligned}$$

Поворот спутника относительно кривошипа (рисунок 7) может быть осуществлён с помощью перехода к системе координат $X^{(c)}Y^{(c)}Z^{(c)}$, жёстко связанной с спутником:

$$T_4 = \begin{bmatrix} \cos(\varphi_c) & \sin(\varphi_c) & 0 & 0 \\ -\sin(\varphi_c) & \cos(\varphi_c) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

где φ_c — угол поворота спутника.

Методика определения кинематической точности. Угол поворота спутника φ_c при отсутствии несоосности связан с углом поворота кривошипа следующим выражением:

$$\varphi_c = u \cdot \varphi_{кр},$$

где u — передаточное отношение, которое при разности между количеством роликов и числом зубьев спутника, равной 1, будет определяться числом зубьев спутника.

При этом траектория точки C в системе координат спутника будет известна (рисунок 8).

Угол поворота спутника φ'_c , при наличии несоосности в прецессионной передаче, определяется, исходя из условия контакта сферической поверхности радиальных роликов с центром C' и зубьев спутника (см. рисунок 8).

Профиль зубьев спутника в предлагаемом варианте прецессионной передачи, исходя из соображений технологичности, выполнен в виде окружности с центром в точке A . Любое сечение сферической поверхности радиального ролика, проходящее через центр сферы, будет являться окружностью. Эти окружности могут соприкасаться в некоторой точке M только тогда, когда их центры A и C' отстоят друг от друга на разницу радиусов $AC' = r_c - r$. Координаты точки A заданы, а координаты точки C' можно определить при помощи ЭВМ численным методом, исходя из условия

$$\begin{cases} r_c - r = \sqrt{(x_A - x_{C'}^{(c)})^2 + (y_A - y_{C'}^{(c)})^2} \\ M_{C'}^{(c)} = \begin{bmatrix} x_{C'}^{(c)} \\ y_{C'}^{(c)} \\ z_{C'}^{(c)} \\ 1 \end{bmatrix} = T_4' \times T_3 \times T_2 \times T_1 \times M_c \end{cases},$$

где $x_{C'}^{(c)}$, $y_{C'}^{(c)}$ и $z_{C'}^{(c)}$ — координаты точки C' ;

$$T_4' = \begin{bmatrix} \cos(\varphi'_c) & \sin(\varphi'_c) & 0 & 0 \\ -\sin(\varphi'_c) & \cos(\varphi'_c) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Таким образом, координаты $x_{C'}^{(c)}$, $y_{C'}^{(c)}$ и $z_{C'}^{(c)}$ зависят от угла φ'_c , который и определяется, исходя из вышеуказанного условия.

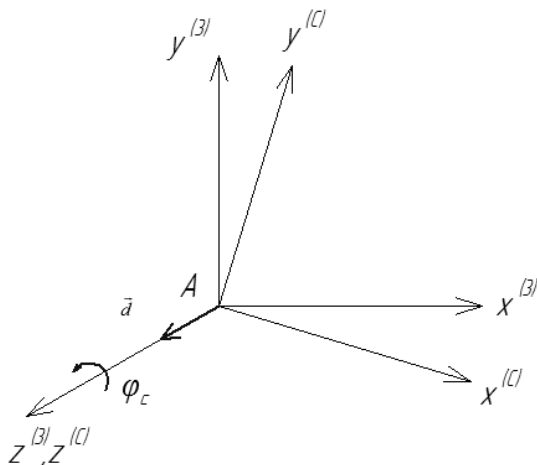
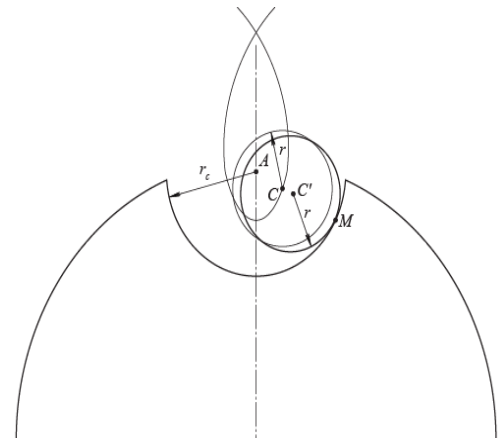
Рисунок 7. — К определению матрицы T_4 

Рисунок 8. — Схема контакта ролика со сферическим концом и зуба спутника

Кинематическая погрешность прецессионной передачи выражается разностью углов поворота спутника относительно кривошипа при отсутствии несоосности валов и при её наличии, т. е. $\Phi_c - \Phi'_c$.

Заключение. На основе предложенной методики была определена кинематическая точность рассматриваемого варианта прецессионной передачи, на базе которой был разработан редуктор, прошедший эксплуатационные испытания в составе привода ковшового элеватора зерносушильного комплекса ОАО «Экспериментальная база Дашковка». Было установлено, что кинематическая точность при наличии погрешностей монтажа не превысила значений, допускаемых техническим заданием.

Список цитируемых источников

1. Солдаткин Е. П. Зубчатая передача с переменным углом между осями колёс // Вестник машиностроения. 1962. № 7. С. 24—26. ; Коростелев Л. В. Образование зубчатых передач с переменным расположением осей колёс // Машиностроение. 1972. № 4. С. 46—49. ; Ясько В. В. Синтез зубчатых зацеплений, нечувствительных к погрешностям монтажа // Известия высших учебных заведений. 1968. № 8. С. 21—24. ; Хатетовский С. Н., Гуляев К. К. Перспективы развития зубчатых передач, нечувствительных к погрешностям монтажа // Вестник Белорусско-Российского университета. 2014. № 3. С. 88—95.
2. Скойбеда А. Т., Громыко П. Н. Коническо-цилиндрические прецессионные редукторы. Минск : БГПА, 2001. 187 с. ; Планетарные прецессионные передачи (ППП). Кинематический, силовой и технологические аспекты их создания / П. Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. Минск : БГПА, 2000. 252 с. ; Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач : моногр. / П. Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Громыко. Могилёв : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. 271 с. : ил.
3. Планетарная прецессионная передача : пат. 14938 МПК F 16H 1/32. Респ. Беларусь, № а 20091553 ; заявл. 02.11.09 ; опубл. 30.06.11, Афіц. бюл. Нац. цэтра інтэлектуал. уласнасці. 4 с.

Special geometry of teeth of precessional transmission makes possible to realize the computation of kinematic accuracy if there are assembly errors by means of matrix kinematic.

Key words: kinematic accuracy, precessional transmission, insensitivity to assembly errors, spherical teeth.

УДК 621.791.72

О. Г. Девойно, М. А. Кардаполова, Н. И. Луцко, А. С. Лапковский
Белорусский национальный технический университет, Минск

СВОЙСТВА ОДНОРОДНЫХ И КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОЛОСЧАТЫХ ПОКРЫТИЙ, ПОЛУЧАЕМЫХ ЛАЗЕРНОЙ НАПЛАВКОЙ

Изучены свойства однородных и композиционных покрытий, получаемых лазерной наплавкой. Установлено наличие периодического изменения микротвёрдости в поперечном сечении композиционных покрытий. Показано, что композиционное двухслойное покрытие имеет большую износостойкость, чем покрытие из самофлюсующегося сплава на основе никеля.

Ключевые слова: лазерная наплавка, композиционное покрытие, микроструктура, микротвёрдость, износостойкость.

Введение. В последние годы покрытия из однородных материалов уже далеко не всегда удовлетворяют предъявляемым требованиям. В такой ситуации возрастает роль композиционных покрытий, позволяющих добиться наиболее заметных результатов.

Традиционной структурой композиционных материалов является слоистая, когда траектории армирования лежат в плоскостях слоёв, связь между которыми осуществляется через прослойки связующего [1]. Однако всё большее внимание к себе привлекают композиционные материалы с пространственным расположением арматуры. Введение пространственного каркаса не только ликвидирует такой недостаток слоистых композиционных материалов, как опасность расслоения вследствие слабого сопротивления сдвигу, но и локализует в пределах нескольких пространственных ячеек распространение трещин. Основным препятствием для создания пространственных схем армирования являются технологические трудности, возникающие при создании сложных схем армирования [2].

Широкие возможности создания композиционных износостойких покрытий предоставляет метод лазерной наплавки [3]. Небольшие размеры наплавляемых валиков (сравнимые с диаметром лазерного пятна на поверхности наплавки) и локальность нагрева, характерные для данного метода, позволяют создавать полосчатые структуры, состоящие из материалов, обладающих различными физико-механическими свойствами, когда один из материалов играет роль связующего, а второй — арматуры. Преимущество метода лазерной наплавки при создании композиционных покрытий с полосчатой архитектурой состоит прежде всего в том, что он значительно облегчает получение таких покрытий из металлических материалов, чего сложно достигнуть другими способами.

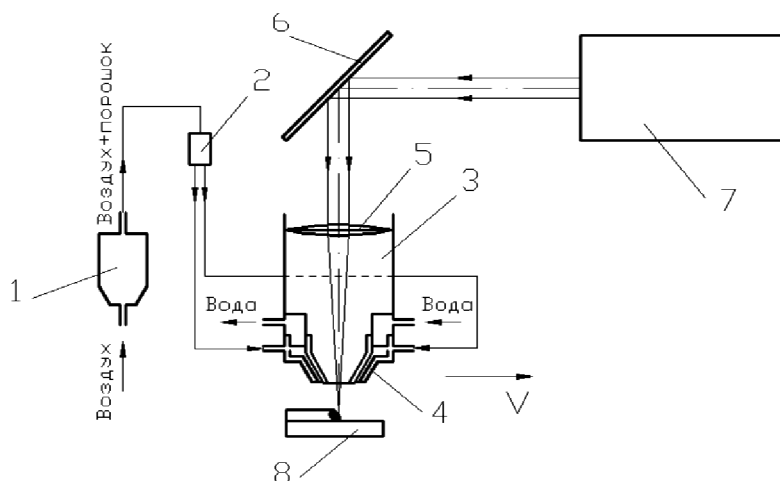
Основная часть. В качестве материалов для создания композиционных покрытий использовались порошки самофлюсующегося сплава на основе никеля ПГ-12Н-01 и бронзы ПГ-19М-01 грануляцией 20...80 мкм (таблица 1).

Лазерная наплавка композиционных покрытий осуществлялась на технологическом комплексе на основе CO₂-лазера непрерывного действия типа «Комета 2» и координатной установки с системой числового программного управления «РУХ-5.0». Применявшаяся координатная система позволяла осуществлять перемещение луча лазера относительно наплавлявшихся образцов с необходимой точностью для создания полосчатых композиционных покрытий. Подача порошка в зону действия лазерного излучения производилась через специальное сопло коаксиально лазерному лучу. Мощность лазерного излучения составляла 1 000 Вт, наплавка велась на образцы, изготовленные из стали 45 и подвергнутые дробеструйной обработке, по определённой схеме (рисунок 1).

Исследовали четыре группы образцов. На первую группу методом лазерной наплавки наносили покрытие из самофлюсующегося сплава на основе никеля ПГ-12Н-01. На вторую — покрытие из бронзы ПГ-19М-01, на третью и четвёртую группу образцов наносили однослойное и двухслойное композиционное покрытие.

Т а б л и ц а 1. — Состав исходных порошков

Марка	Содержание компонентов (по массе)									
	Cr	B	Si	Fe	C	Ni	Co	Cu	W	Al
ПГ-12Н-01	8,0...14,0	1,7...2,5	1,2...3,2	1,2...3,2	0,3...0,6	Основа	—	—	—	—
ПГ-19М-01	—	—	—	До 4	—	—	—	Основа	—	8,5...10,5



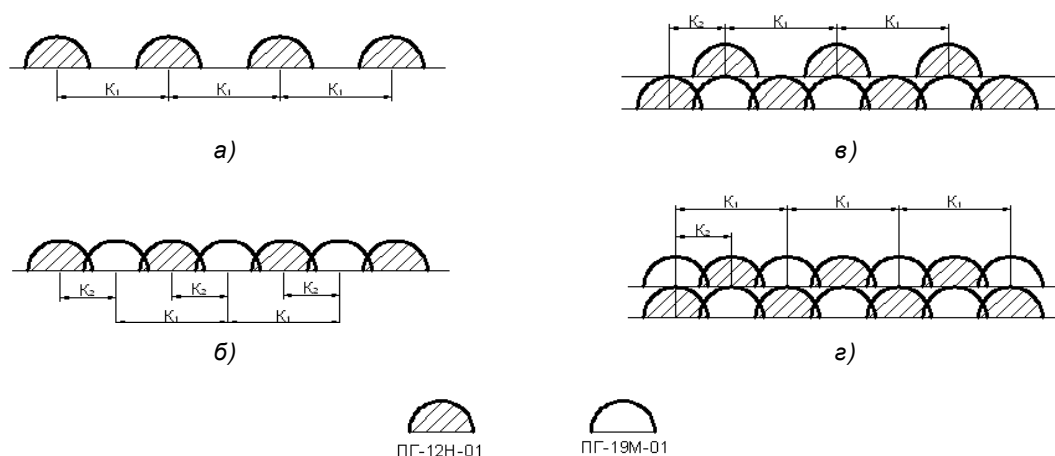
1 — порошок и вода в питателе; 2 — распределитель газопорошковой смеси; 3 — наплавочная головка-объектив; 4 — наплавочное коаксиальное сопло; 5 — фокусирующая линза; 6 — система поворотных зеркал; 7 — лазерная установка; 8 — наплавляемый образец

Рисунок 1. — Схема лазерной наплавки

Покрyтия одного состава из порошков ПГ-12Н-01 и ПГ-19М-01 получали путём параллельного нанесения валиков с частичным перекрытием. Для нанесения композиционных полосчатых покрытий использовали схему (рисунок 2). Наплавку однослойного покрытия производили в два этапа (см. рисунок 2, а, б). На первом этапе (см. рисунок 2, а) на основу наносили параллельные валики из сплава ПГ-12Н-01 с шагом K_1 , на втором этапе (см. рисунок 2, б) между ними наплавляли параллельные валики из бронзы ПГ-19М-01, шаг между валиками самофлюсующегося сплава и бронзы составлял $K_2 = K_1 / 2$. Для получения двухслойного композиционного полосчатого покрытия выполняли ещё два этапа наплавки (см. рисунок 2, в, г). Вначале (см. рисунок 2, в) на первый слой покрытия снова наносили параллельные валики из сплава ПГ-12Н-01, причём эти валики наносились со смещением относительно валиков первого слоя таким образом, чтобы валики из сплава ПГ-12Н-01 располагались над валиками из бронзы ПГ-19М-01 первого слоя. Шаг нанесения валиков из сплава ПГ-12Н-01 был также равен K_1 . После этого (см. рисунок 2, г) между валиками сплава ПГ-12Н-01 наплавляли валики из бронзы ПГ-19М-01, шаг между валиками из сплава ПГ-12Н-01 и бронзы ПГ-19М-01 составлял $K_2 = K_1 / 2$. После наплавки покрытий поверхность образцов подвергали шлифованию до R_a 1,6 мкм.

Для всех покрытий были предварительно получены поперечные шлифы покрытий, сделанные перпендикулярно направлению наплавки валиков, и изготовлены микрофотографии поперечного сечения. Указанные исследования проводились методом оптической микроскопии на металлографическом микроскопе с фотофиксацией «Микро-Р200» и методом сканирующей электронной микроскопии (СЭМ) высокого разрешения с использованием аттестованного микроскопа Miра фирмы Oxford Instruments (Великобритания).

Исследования микротвёрдости поперечного сечения покрытий проводили на таких же шлифах в направлении параллельно основе с шагом 0,1 мм. Для исследований применялся микротвердомер ПМТ-3.



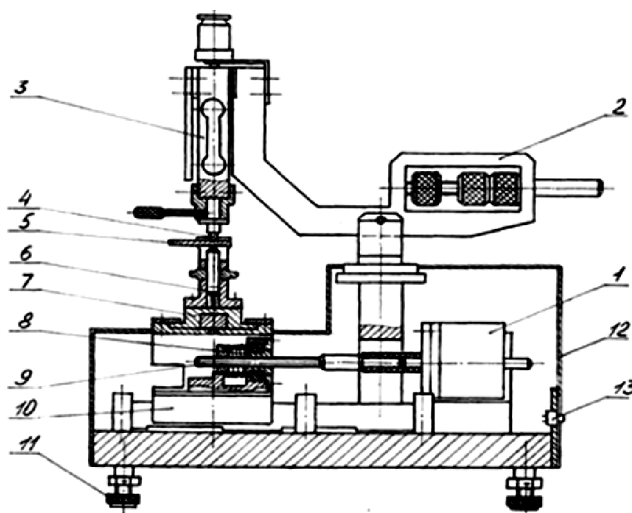
а — первый этап; б — второй этап; в — третий этап; г — четвёртый этап

Рисунок 2. — Схема наплавки композиционного покрытия

Износостойкость полученных покрытий исследовали на двух типах образцов: 1) для испытаний в условиях сухого трения — в виде пластин длиной 30 мм, шириной 20 мм и толщиной 8 мм; 2) для испытаний в условиях трения с граничной смазкой — в виде диска диаметром 50 мм и толщиной 12 мм, в центре которого имелось отверстие диаметром 15 мм.

Испытания на износ в условиях сухого трения проводили на установке МИПТ (модуль по исследованию процессов трения) (рисунок 3), являющейся частью автоматизированного комплекса для исследования процессов трения (АКИПТ). Метод испытаний на данной установке основан на возвратно-поступательном движении контртела относительно образца по схеме «алмазный наконечник—плоскость». Величина нагрузки (действующая перпендикулярно контактирующим поверхностям) обеспечивалась набором грузов.

Контртело для испытаний на износ представляло собой цангу с закреплённым в ней алмазным индентором типа Роквелл. Нормальная нагрузка для этого вида испытаний составляла 2 Н, скорость



1 — двигатель шаговый; 2 — коромысло; 3 — датчик веса, совмещённый с датчиком силы трения; 4 — индентор; 5 — образец; 6 — механизм фиксации образца; 7 — каретка поперечной подачи; 8 — гайка; 9 — винт ходовой; 10 — каретка продольной подачи; 11 — винт установочный; 12 — корпус; 13 — разъёмы электрические

Рисунок 3. — Схема установки МИПТ

каретки — 5 мм / с, длина единичного прохода — 15 мм, путь трения — 10 м. Показателем величины износа являлся объём изношенного материала. Для его определения при помощи профилографа-профилометра «Профи-130» измерялись глубина и ширина дорожки износа. Объём изношенного материала V рассчитывался по формуле

$$V = \frac{1}{2} b h L,$$

где b — ширина дорожки износа;
 h — глубина дорожки износа;
 L — длина единичного прохода.

Испытания на износ в условиях граничной смазки проводили на машине трения, изготовленной на базе сверлильного станка. Схема узла трения (рисунок 4): в патроне 4 станка закреплено контртело 6

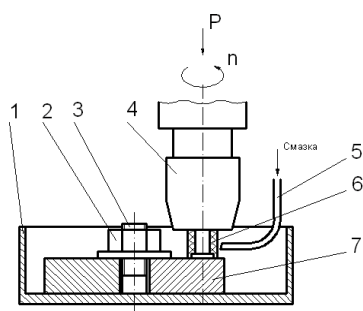


Рисунок 4. — Схема узла трения при испытаниях на износ в условиях граничной смазки

из твёрдого сплава ВК-6, рабочая часть которого выполнена в виде трубки с толщиной стенки 1,5 мм. Образец 7 представлял собой диск с центральным отверстием. Крепление образца в ванне для сбора смазки 1 осуществлялось при помощи шпильки 3 и гайки 2. В зону трения при испытаниях капельным способом через трубку 5 подавалась смазка — масло индустриальное марки И-20А. Величина нагрузки на контртело при испытаниях изменялась при помощи комплекта грузов. Время испытаний образцов устанавливали экспериментально путём промежуточных замеров износа до получения измеримых значений износа у всех испытывавшихся материалов. Оценку износа производили при помощи профилографа-профилометра «Профи-130» по глубине канавки износа.

Для получения сопоставимых величин износа для всех испытывавшихся материалов для каждого из них определялась величина износа, мм, на 1 000 м пути трения по формуле

$$I_{1000} = 1000 \cdot \frac{I}{n \pi d t},$$

где I — средняя величина износа по результатам измерений;
 n — скорость вращения шпинделя, равная 2 300 об / мин;
 d — средний диаметр твердосплавного контртела, равный 0,016 м;
 t — время испытаний, мин.

Относительная износостойкость покрытий определялась по следующим формулам:

— для сухого трения —

$$\varepsilon = \frac{V_{бр}}{V_{м}},$$

— для трения в условиях граничной смазки —

$$\varepsilon = \frac{I_{1000бр}}{I_{1000м}},$$

где $V_{м}$ — объём изношенного материала исследуемого покрытия, мм³;
 $V_{бр}$ — объём изношенного материала для бронзы ПГ-19М-01, мм³;
 $I_{1000м}$ — величина износа на 1 000 м пути трения для исследуемого покрытия, мм;
 $I_{1000бр}$ — величина износа на 1 000 м пути трения для бронзы ПГ-19М-01, мм.

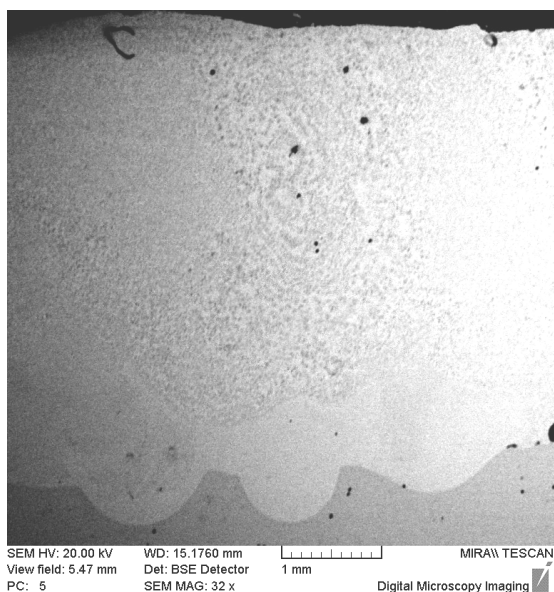


Рисунок 5. — Поперечное сечение покрытия из сплава ПГ-12Н-01. ∙ 32

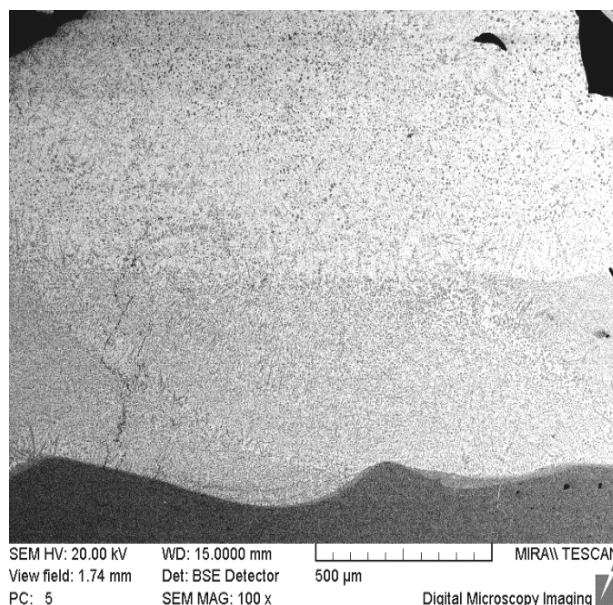


Рисунок 6. — Поперечное сечение покрытия из сплава ПГ-19М-01. ∙ 100

Рассмотрим поперечное сечение двухслойного покрытия из сплава ПГ-12Н-01 (рисунок 5). В покрытии имеются две чётко различимые зоны: зона мелкозернистой микроструктуры, непосредственно прилегающая к основе, и зона с достаточно крупнозернистой структурой, располагающаяся над зоной 1.

Проанализируем микроструктуру поперечного сечения двухслойного покрытия из бронзы ПГ-19М-01 (рисунок 6). В покрытии из бронзы ПГ-19М-01, так же, как в покрытии из сплава ПГ-12Н-01, имеются две чётко различимые зоны: зона мелкозернистой микроструктуры, непосредственно прилегающая к основе, и зона пластинчато-зернистого строения, располагающаяся над зоной 1. В обоих случаях зоны 1 и 2 связаны с первым и вторым слоем покрытия соответственно.

Микроструктура поперечного сечения однослойного композиционного покрытия из сплава ПГ-12Н-01 и бронзы ПГ-19М-01 приведена на рисунке 7. Отчётливо видны два валика из бронзы ПГ-19М-01, между которыми находится валик из сплава ПГ-12Н-01.

Сделана фотография микрошлифа поперечного сечения двухслойного композиционного полосчатого покрытия из сплава ПГ-12Н-01 и бронзы ПГ-19М-01 (рисунок 8). В первом слое покрытия (ближе к основе) видны два валика из сплава ПГ-12Н-01, между которыми находится валик из бронзы

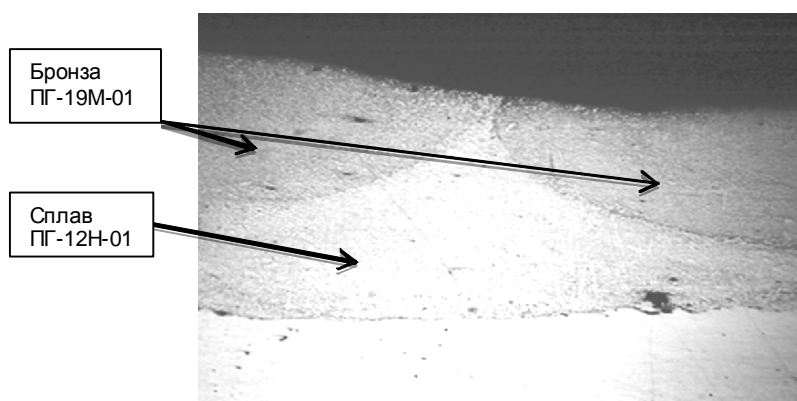


Рисунок 7. — Поперечное сечение однослойного композиционного полосчатого покрытия из сплава ПГ-12Н-01 и бронзы ПГ-19М-01. ∙ 50

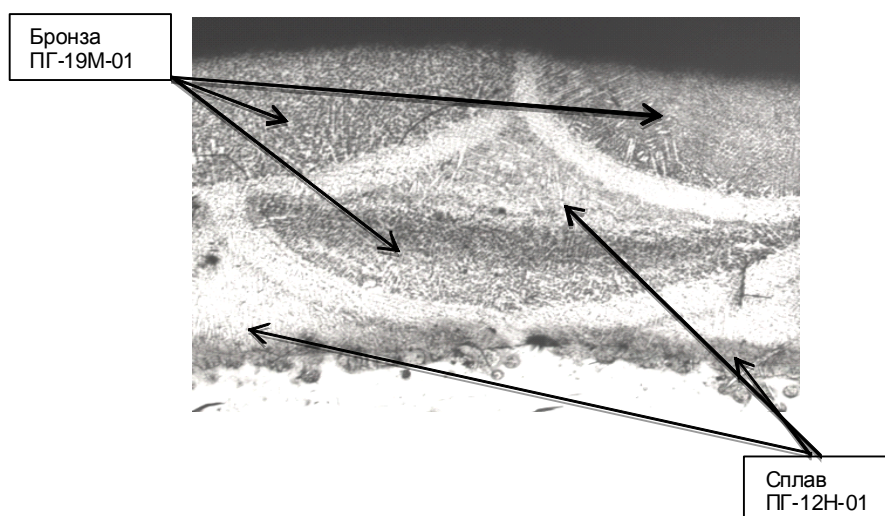


Рисунок 8. — Поперечное сечение двухслойного композиционного полосчатого покрытия из сплава ПГ-12Н-01 и бронзы ПГ-19М-01. $\times 50$

ПГ-19М-01; во втором слое покрытия над валиком бронзы первого слоя виден валик из сплава ПГ-12Н-01, справа и слева от которого расположены валики из бронзы ПГ-19М-01; характерной особенностью является наличие зон термического влияния на первом слое при наплавке предыдущего покрытия.

Исходя из анализа покрытий (см. рисунки 5 и 6), можно предположить равномерное распределение микротвёрдости в поперечном сечении покрытий из однородных материалов в направлении, параллельном основе. Это предположение подтверждается (рисунки 9 и 10).

Видно (см. рисунок 9), что для покрытия из сплава ПГ-12Н-01 микротвёрдость покрытия в направлении, параллельном основе, находится примерно на одном уровне по всей ширине слоя покрытия, значительные колебания величины микротвёрдости отсутствуют.

Результаты измерения микротвёрдости покрытия из бронзы ПГ-19М-01 в направлении, параллельном основе (см. рисунок 10), показывают, что и в этом случае микротвёрдость покрытия в направлении, параллельном основе, находится также примерно на одном уровне по всей ширине слоя покрытия.

Совершенно другие результаты получены при исследовании микротвёрдости в поперечном сечении одно- и двухслойных композиционных полосчатых покрытий в направлении, параллельном основе

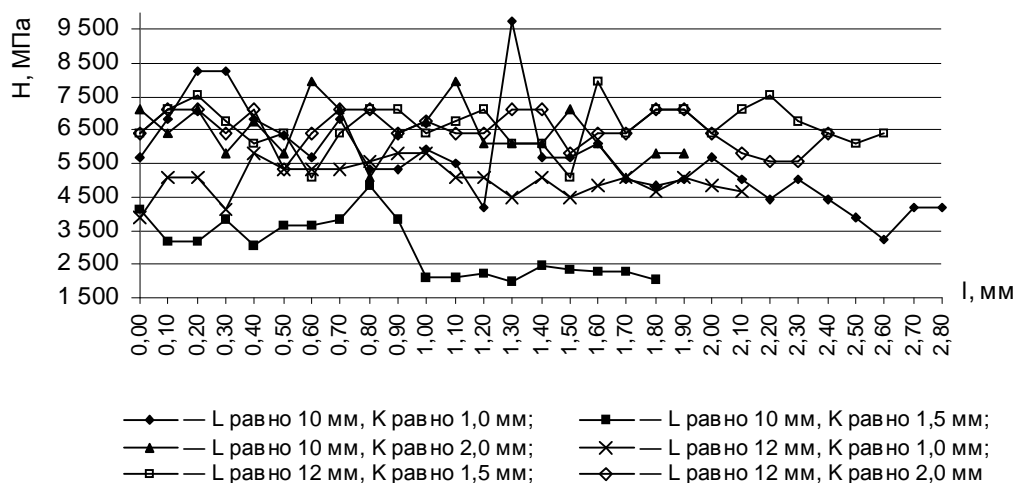


Рисунок 9. — Распределение микротвёрдости в продольном направлении сечения параллельно основе при скорости наплавки V , равной 80 мм/мин и различных дистанциях (L) и шагах наплавки валиков (K) для покрытия из сплава ПГ-12Н-01

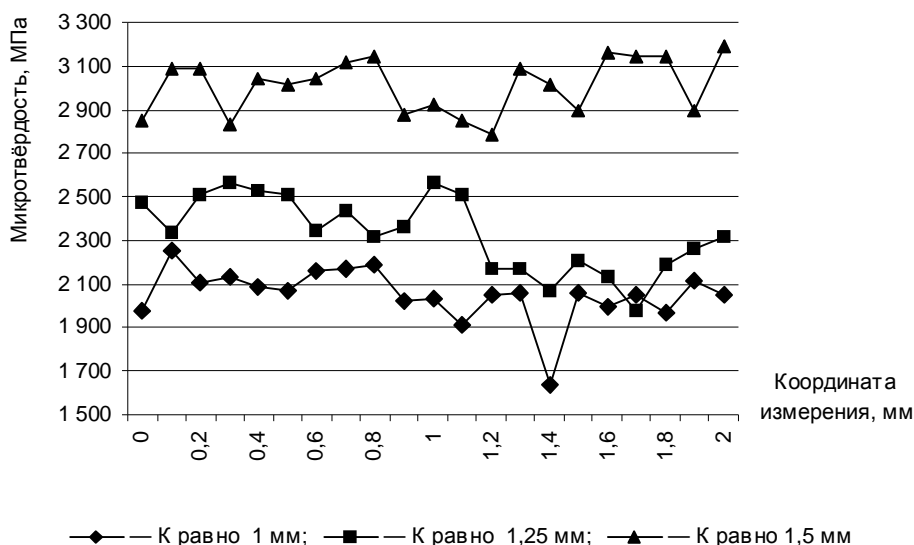


Рисунок 10. — Распределение микротвёрдости в продольном направлении сечения параллельно основе для покрытия из бронзы ПГ-19М-01 при скорости наплавки V , равной 100 мм / мин, дистанции наплавки L , равной 12 мм, при различных шагах наплавки K

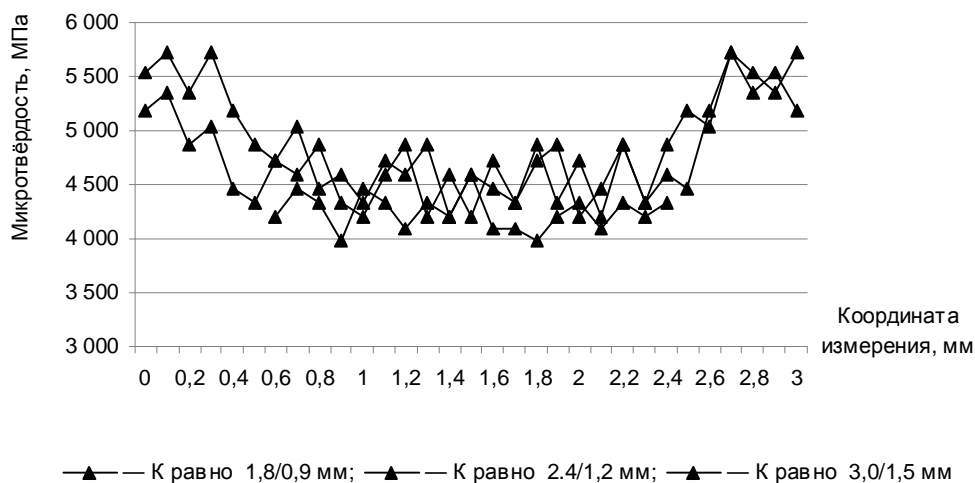


Рисунок 11. — Распределение микротвёрдости в однослойном композиционном покрытии в направлении параллельно основе при скорости наплавки сплава /бронзы V , равной 120/200 мм / мин, и дистанции наплавки L , равной 10 мм (K — шаг наплавки одноименных/разноименных валиков)

(рисунки 11 и 12). Видно, что в однослойном и в двухслойном композиционных полосчатых покрытиях из сплава ПГ-12Н-01 и бронзы ПГ-19М-01 наблюдается периодичность изменения микротвёрдости в продольном направлении сечения покрытия параллельно основе при всех исследованных шагах наплавки.

При этом значения микротвёрдости меняются от 3 300...4 750 МПа в валиках бронзы до 4 400... 5 600 МПа в валиках из сплава ПГ-12Н-01. Такие периодические изменения микротвёрдости происходят вдоль всего поперечного сечения одно- и двухслойных покрытий из сплава ПГ-12Н-01 и бронзы ПГ-19М-01. При этом, варьируя соотношение шагов наплавки, можно добиваться различной периодичности изменения этой характеристики покрытий. Так, например, при малых шагах наплавки одноименных валиков, когда достигается практически сплошной повторный переплав поверхности, периодичность изменения микротвёрдости будет отсутствовать.

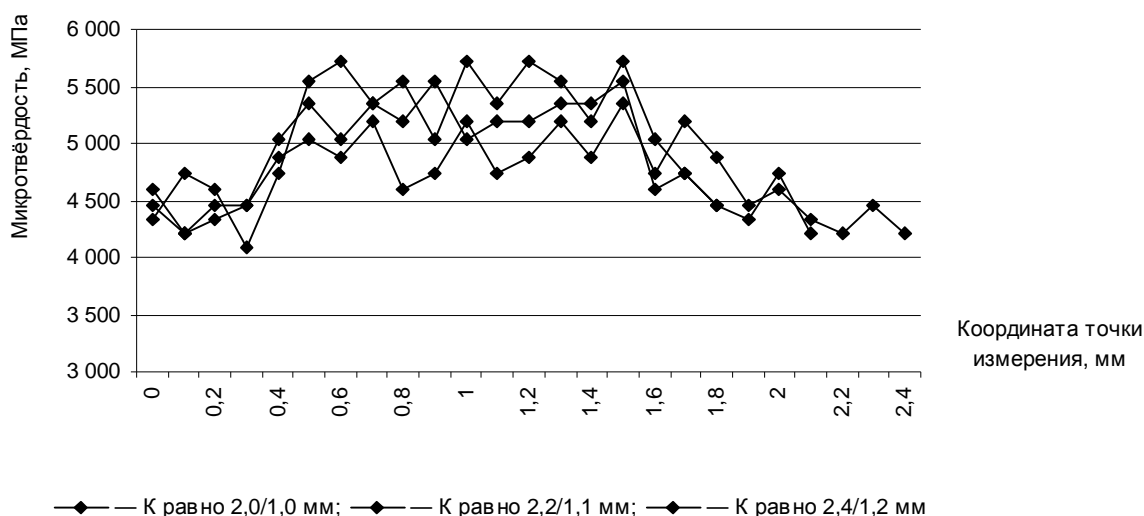


Рисунок 12. — Распределение микротвёрдости в двухслойном композиционном покрытии из сплава ПГ-12Н-01 и бронзы ПГ-19М-01 в направлении параллельно основе при скорости наплавки сплава/бронзы V , равной 100/150 мм / мин (K — шаги наплавки одноименных/разноименных валиков)

Наблюдаемая периодичность изменения микротвёрдости в композиционных полосчатых покрытиях из сплава ПГ-12Н-01 и бронзы ПГ-19М-01 позволяет предположить, что и такая характеристика покрытий, как их износостойкость, для композиционных полосчатых покрытий будет существенно отличаться от таковой для однородных покрытий из этих же материалов.

Испытания износостойкости покрытий при сухом трении и при трении с граничной смазкой проводили в соответствии с методиками, приведёнными выше. При этом погрешность определения износостойкости при сухом трении составляла 6%, при трении с граничной смазкой — 5%. Представлены результаты исследований относительной износостойкости для всех испытывавшихся покрытий при сухом трении (рисунок 13).

Из диаграммы следует, что наиболее высокой износостойкостью при сухом трении обладают двухслойное композиционное полосчатое покрытие и покрытие из самофлюсующегося сплава на основе никеля ПГ-12Н-01. Величины их износостойкости практически равны. Износостойкость однослойного композиционного покрытия в 3,4 раза меньше износостойкости покрытия из сплава ПГ-12Н-01 и двухслойного композиционного покрытия. Самой низкой износостойкостью обладает покрытие из бронзы ПГ-19М-01, его износостойкость в 6,5 раза меньше износостойкости двухслойного композиционного покрытия.

Рассмотрим показатели относительной износостойкости тех же покрытий при трении в условиях граничной смазки (рисунок 14). Из диаграммы видно, что в условиях граничной смазки самой высокой износостойкостью обладает двухслойное композиционное покрытие. Его износостойкость превышает износостойкость самофлюсующегося сплава на основе никеля в 1,73 раза. Износостойкость однослойного композиционного покрытия в 9 раз ниже износостойкости двухслойного композиционного покрытия и в 5,3 раза ниже износостойкости сплава ПГ-12Н-01. Износостойкость покрытия из бронзы ПГ-19М-01 в условиях трения с граничной смазкой очень низкая: она меньше износостойкости двухслойного композиционного покрытия в 256 раз, меньше износостойкости сплава ПГ-12Н-01 в 148 раз и меньше износостойкости однослойного композиционного покрытия в 28 раз.

Таким образом, наличие периодичности изменения микротвёрдости в композиционных полосчатых покрытиях из сплава ПГ-12Н-01 и бронзы ПГ-19М-01 оказывает положительное влияние на их износостойкость. Хотя однослойное композиционное полосчатое покрытие уступает по своим эксплуатационным показателям покрытиям из сплава ПГ-12Н-01, тем не менее двухслойное композиционное полосчатое покрытие обладает износостойкостью, превышающей износостойкость самофлюсующегося сплава на основе никеля ПГ-12Н-01, который был создан в своё время как сплав с высокой износос-

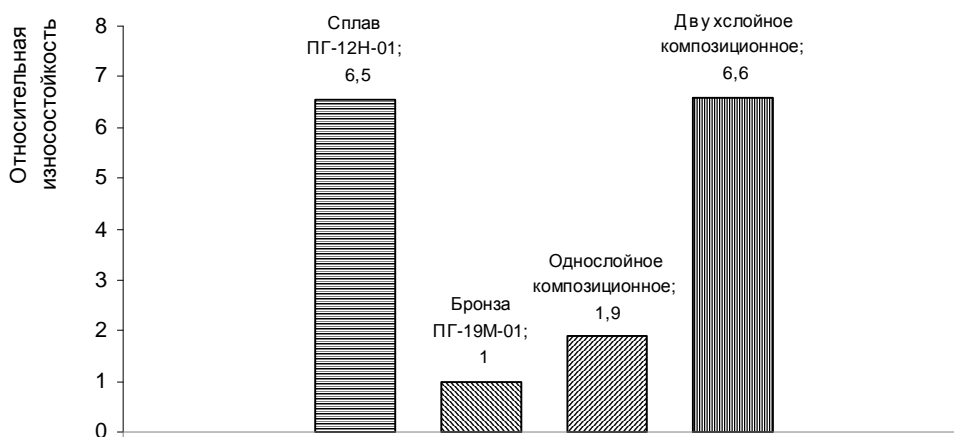


Рисунок 13. — Относительная износостойкость покрытий в условиях сухого трения

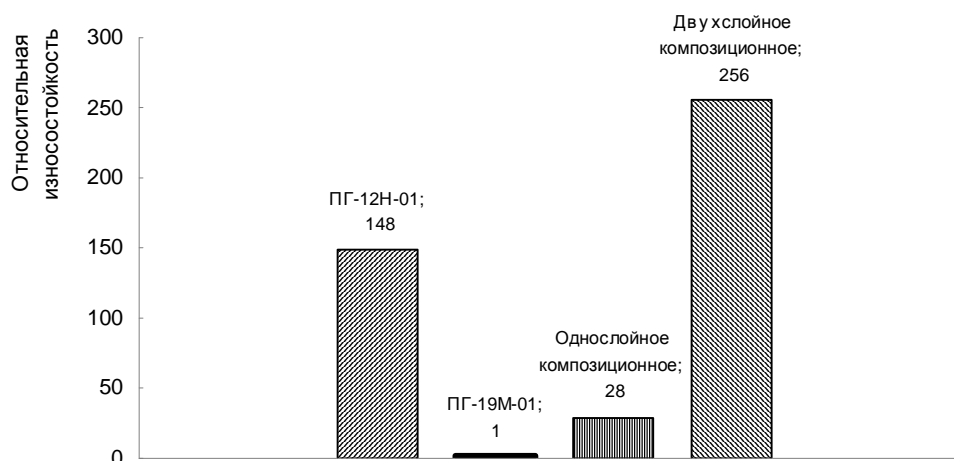


Рисунок 14. — Относительная износостойкость покрытий при нагрузке на контртело 120 Н при граничной смазке

тойкостью, в том числе в условиях сухого трения [4]. В данном случае сплав ПГ-12Н-01 скорее всего играет основную роль в формировании износостойкости композиционного полосчатого покрытия, при этом бронза выполняет функцию твердой смазки, позволяющей понизить коэффициент трения и увеличить износостойкость покрытия, в том числе за счёт возможного существования эффекта избирательного переноса, как это имеет место в многокомпонентных покрытиях, включающих мягкую составляющую [5].

Заключение. Установлена возможность формирования композиционных износостойких покрытий методом лазерной наплавки как с полосчатым строением поверхностного слоя, так и объёмным армированием в случае двухслойного нанесения. Варьирование режимов наплавки позволяет формировать покрытия с различной степенью периодичности свойств.

Исследования износостойкости показали, что наплавленные лазером однослойные композиционные полосчатые покрытия с чередованием сплавов на медной и никелевой основе имеют более низкую износостойкость по сравнению с никелевыми покрытиями, в то время как двухслойные композиционные покрытия по износостойкости не уступают (в случае трения без смазки) покрытиям из никелевых сплавов или превосходят их в 1,7 раза (при граничном трении).

Список цитируемых источников

1. Гуняев Г. М. Структура и свойства полимерных волокнистых композитов. М. : Химия, 1981. 232 с. ; Жигун И. Г., Поляков В. А. Свойства пространственно-армированных пластиков. Рига : Зинатне, 1978. 215 с. ; Композиционные материалы : в 2 т. М. : Мир, 1978. Т. 2. Механика композиционных материалов ; пер. с англ. ; под. ред. А. А. Ильюшина и Б. Е. Победри. 564 с. ; Композиционные материалы : в 7 ч. М. : Машиностроение, 1978. Ч. 1. Анализ и проектирование конструкций ; пер. с англ. ; под. ред. Ю. М. Тарнопольского. 344 с. ; Конструкционные особенности материалов, армированных высокомолекулярными волокнами / Ю. М. Тарнопольский [и др.] // Механика полимеров. 1971. № 4. С. 676—685.
2. Meylan B. A., Butterfield B. G. Three-Dimensional Structure of Wood. A Scanning Electron Microscope Study. New York : Syracuse Univ. Press, 1972. 80 p.
3. Toyserkani E., Khajepour A., Corbin S. Laser Cladding. Boca Raton, Florida : CRS Press, 2005. 380 p. ; Pinkerton A. J., Lin Li. Multiple-layer laser deposition of steel components using gas- and water- atomized powders: the differences and the mechanisms leading to them. Applied Surface Science. 2005. № 247. P. 175—181. ; Mazumder J., A. Schifferer, J. Choi. Direct materials deposition: designed macro and microstructure // Materials Research Innovations. 1999. V. 3. № 3. P. 118—131.
4. Структура и свойства покрытий из никелевых сплавов / В. В. Безбородов [и др.] // Сварочное производство. 2003. № 3. С. 22—27. ; Получение и структура газотермических покрытий на основе Ni-Cr-B-Si-сплавов / Ю. С. Борисов [и др.] // Порошковая металлургия. 1985. № 9. С. 22—26. ; Хасуй А. Техника напыления. М. : Машиностроение, 1975. 288 с.
5. Берсенев В. М. Влияние многокомпонентных и многослойных покрытий на процессы трения и износа // Физическая инженерия поверхностей. 2004. Т. 2. № 4. С. 214—219.

The paper considers the possibility of obtaining composite banded coatings by laser cladding. Regularities of distribution of microhardness in cross-section of homogeneous and composite banded coatings are identified. Shows periodic change of microhardness in composite banded coatings received by laser cladding. Wear resistance of homogeneous and composite banded coatings are investigated. It will be shown, that double layer composite coatings wear-resistance is higher what is the same for nickel based self-fluxing alloys coatings.

Key words: laser cladding, composite coating, microstructure, microhardness, wear-resistance.

УДК 621.785

В. В. ИвашкоГосударственное научное учреждение «Физико-технический институт
Национальной академии наук Беларуси», Минск**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМОВ НАГРЕВА НА СТРУКТУРУ
И СВОЙСТВА НЕРЖАВЕЮЩЕЙ СТАЛИ 20X13**

Изучено влияние печного и скоростного нагрева при скорости V_n , равной $50^\circ\text{C} / \text{с}$, на структуру и механические свойства закаленных в воде или в масле образцов, вырезанных из прутков нержавеющей стали 20X13. Исследованы структура и механические свойства образцов, претерпевших закалку и последующий отпуск в интервале температур $500\text{--}700^\circ\text{C}$.

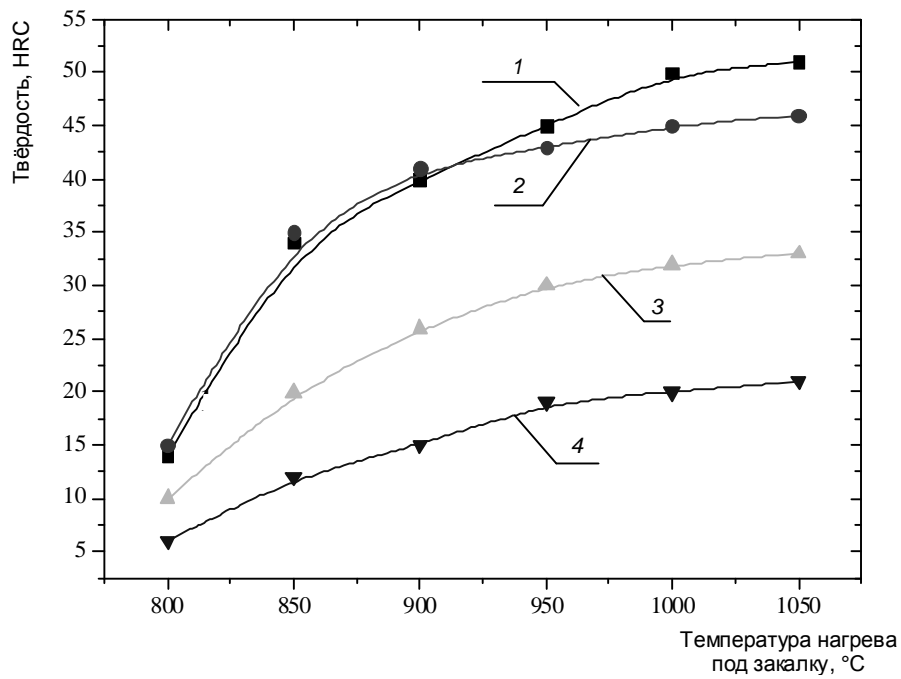
Ключевые слова: нержавеющая сталь, механические свойства, структура, скоростной нагрев.

Введение. Стали, легированные хромом в пределах $12\text{--}18\%$, относятся к нержавеющим, поскольку на поверхности образуется тончайшая защитная плёнка окислов, предохраняющая от дальнейшего окисления и повышающая стойкость против воздействия воздуха и многих органических кислот [1]. Большинство нержавеющих сталей подвергают упрочняющей термической обработке, включающей закалку и отпуск. Особое внимание уделяется разработке режимов скоростного нагрева под закалку, обеспечивающих растворение хромистых карбидов, формирование близкого к однородному мартенсита и высокого уровня механических свойств [2].

Основная часть. В качестве материалов, используемых для изготовления валов, втулок, корпусов, работающих в коррозионной среде, применяли прутки стали 20X13. Среди технических требований к данным деталям важнейшим является твёрдость поверхностного слоя, работающего в агрессивной среде. Для изучения влияния режимов нагрева на структуру и механические свойства образцы, вырезанные из прутков диаметром $30\text{--}50$ мм, нагревали в печи до температур $800\text{--}1\ 050^\circ\text{C}$, а затем охлаждали в воде или масле. Скоростной нагрев (V_n равно $50^\circ\text{C} / \text{с}$) осуществляли с применением установки электроконтактного нагрева УКН-3, спроектированной и изготовленной в Физико-техническом институте Национальной академии наук Беларуси. Закалённые образцы подвергали отпуску в печи при температурах $500\text{--}700^\circ\text{C}$ в течение 30 мин.

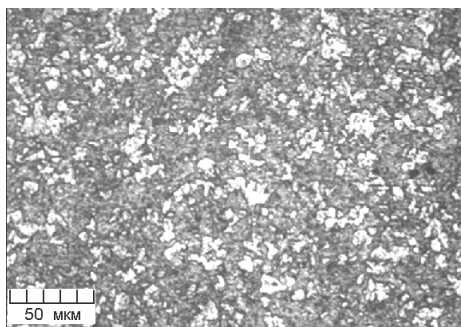
Термически обработанные образцы исследовали с применением металлографического и рентгеновского анализа, испытывали на прочность и твёрдость. Для выявления структуры использовали реактив Марбле (20 г медного купороса, 100 мл HCl и 100 мл этилового спирта). Микроструктуру просматривали с применением микроскопа Versamet-2. Твёрдость измеряли с применением твердомера ТК-2 (Роквелл).

Нагрев в печи. После нагрева в печи и закалки с температуры 800°C твёрдость стали 20X13 составляет 14 HRC, прочность — 579 МПа, относительное удлинение — 29,2%. Фазовый состав стали: феррит и мелкодисперсные карбиды Cr_{23}C_6 . С повышением температуры нагрева до 850°C происходит растворение мелкодисперсных карбидов, и за счёт фиксирования при закалке мартенсита твёрдость повышается до 33 HRC, а прочность σ_b возрастает до 1 175 МПа. Относительное удлинение при этом снижается до 12%. В интервале температур $850\text{--}1\ 000^\circ\text{C}$ твёрдость линейно возрастает от 33 до 50 HRC (рисунок 1). Максимальное значение твёрдости (51 HRC) было получено после закалки с температуры $1\ 050^\circ\text{C}$, максимальное значение прочности (1 530 МПа) — после закалки с температуры 950°C , относительное удлинение не превышает 4,7%. Исследования микроструктуры закалённых в течение 30 мин и охлаждённых в масле образцов показывают, что в интервале температур $850\text{--}1\ 000^\circ\text{C}$ происходит частичное растворение карбидов, формирование и частичный рост зёрен (рисунок 2, б, в).

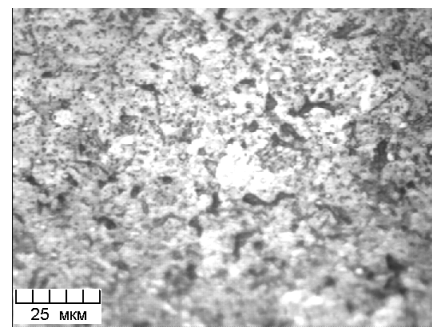


1 — после закалки; 2 — после закалки и отпуска 500°C, 30 мин; 3 — после закалки и отпуска 600°C, 30 мин; 4 — после закалки и отпуска 700°C, 30 мин

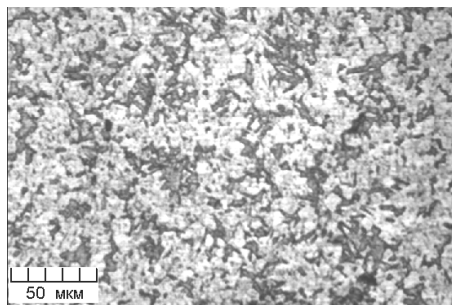
Рисунок 1. — Влияние температуры нагрева под закалку и температуры отпуска на твёрдость стали 20X13



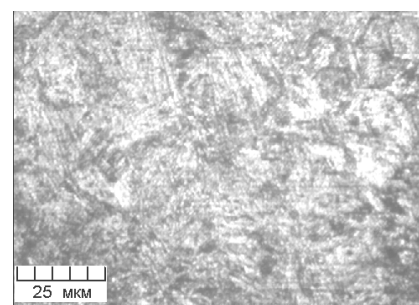
а)



в)



б)



г)

а — 800°C; б — 850°C; в — 900°C; г — 1 000°C

Рисунок 2. — Микроструктура стали 20X13 после закалки

Нерастворившиеся карбиды располагаются по границам зёрен и тормозят их после нагрева до температуры 1 050°C и выше. В образцах, закалённых с температуры 1 000°C, фиксируется крупноугольчатый мартенсит (см. рисунок 2, з).

Образцы, закалённые с температурой 1 000°C в течение 30 мин и отпущенные при 500°C в течение 2 ч, хрупко разрушались. Относительное удлинение и относительное сужение составляло 1 и 4% соответственно. Показано, что с повышением температуры отпуска от 500 до 700°C временное сопротивление на разрыв линейно снижается от 1 010 до 700 МПа. После отпуска при 500°C предел текучести закалённой стали 20X13 составляет 1 000 МПа, а после отпуска при 600°C — 855 МПа. Следует отметить, что в интервале температур отпуска 550...600°C относительное удлинение составляет 14...16%, а относительное сужение — 55%. С повышением температуры отпуска от 600 до 650°C и 700°C предел текучести линейно снижается от 730 до 560 МПа. После отпуска при 650°C (2 ч) проявляется отпускная хрупкость. Относительное удлинение снижается до 10%, а относительное сужение — до 30%. После отпуска при 700°C (2 ч) предел текучести стали 20X13 составляет 560 МПа, а пластические характеристики восстанавливаются. Относительное удлинение составляет 17%, относительное сужение — 57%.

Скоростной нагрев. Образцы длиной l , равной 100 мм, диаметром 10 мм нагревали со скоростью 50°C / с и закаливали в масле. Нагрев осуществляли методом пропускания тока через образец. Скоростной нагрев приводит к смещению кривых упрочнения на 40...60°C вверх по температурной шкале по сравнению с кривыми, полученными при печном нагреве. После закалки с температуры 850°C предел прочности образцов составляет 696 МПа, предел текучести — 527 МПа, а относительное удлинение — 20%. В интервале температур 850...960°C предел прочности на разрыв линейно возрастает от 698 до 1 489 МПа, относительное удлинение снижается от 20 до 8%. Максимальное значение прочности 1 530 МПа получают после закалки с температуры 1 020°C, относительное удлинение при этом не превышает 6,5%.

Во второй серии испытаний образцы диаметром 10 мм и длиной 100 мм нагревали со скоростью 50°C / с до температур 870...1 100°C, немедленно охлаждали в воде или в масле, а затем подвергали отпуску (2 ч) при температуре 650°C. При охлаждении в воде на образцах, закалённых с температур, превышающих 1 000°C, наблюдали появление продольных трещин. Поэтому в дальнейшем все нагретые образцы закаливали в масле, а затем из них вырезали образцы для исследования микроструктуры и механических свойств. После закалки с температуры 870°C в структуре фиксируется феррит и мелкодисперсные карбиды (рисунок 3, а). Предел прочности составляет 682 МПа, предел текучести $\sigma_{0,2}$ — 539 МПа, а относительное удлинение и сужение — 18 и 62% соответственно. С повышением температуры до 960°C происходит частичное растворение карбидов (см. рисунок 3, б), повышение прочностных характеристик до σ_b , равного 748 МПа, $\sigma_{0,2}$, равного 606 МПа, и снижение пластических до δ , равного 13%, ψ , равного 51%. После закалки с температуры 1 010...1 100°C и последующего отпуска 650°C (2 ч) из мартенсита выделяются мелкодисперсные карбиды размером 0,5...1,0 мкм (см. рисунок 3, в, з). Прочностные свойства хромистой стали 20X13, закалённой с 1 050°C и отпущенной при 650°C, повышаются (σ_b равно 822 МПа, $\sigma_{0,2}$ — 677 МПа). Пластические свойства образцов, закалённых с температуры 1 010...1 050°C, восстанавливаются до уровня δ , составляющего 16...17%, ψ , равного 60...63%. На образцах стали 20X13, закалённой с температуры 1 100°C, наблюдается частичное снижение прочностных и пластических свойств (σ_b составляет 798 МПа, $\sigma_{0,2}$ — 671 МПа, δ — 12%, ψ — 48%).

Заключение. Исследовано влияние температуры нагрева в печи на структуру и твёрдость закалённой стали 20X13. Показано, что максимальная твёрдость стали 49...50 HRC достигается после нагрева до температур 1 000...1 050°C, последующей выдержки 30 мин и закалки в масле.

Изучено влияние температуры нагрева до закалки и последующего отпуска при температурах 500, 600 и 700°C на твёрдость стали 20X13. Установлено, что после нагрева до 1 050°C и отпуска 500°C

УДК 621.771.63

В. А. Томило

Государственное научное учреждение «Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси», Минск

МОДЕРНИЗАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗАГОТОВОК УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЕЙ МАЗ

Модернизированное оборудование для безотходной штучной прокатки заготовок направляющих элементов пневмоподвески, предусматривающее частичный нагрев заготовки, позволяет добиться экономии электроэнергии до 40%, металла — до 10%, повысить производительность оборудования в 3...4 раза.

Ключевые слова: прокатный стан, установка предварительной вальцовки, безотходная штучная прокатка, заготовки упругих элементов пневмоподвески.

Введение. В Государственном научном учреждении «Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси» совместно с учреждением образования «Белорусский национальный технический университет» разработан уникальный способ изготовления рессорной полосы переменного профиля, отличающийся от известных тем, что оба конца полосы обрабатываются одновременно с одного нагрева, что значительно сокращает как трудо-, так и энергозатраты процесса. Создан специальный прокатный стан, в котором полосу соответствующей толщины (после индукционного нагрева) специальными роликами, движущимися прямолинейно, огибают вокруг оправки, имеющей параболическую форму, благодаря чему оба конца принимают заданный переменный профиль. После формообразующего процесса ролики возвращаются в исходное положение, а оба конца прокатанной полосы с помощью специального устройства вновь принимают исходное прямолинейное положение.

Основная часть. Для промышленной реализации предложенного способа парной прокатки заготовок направляющих элементов пневмоподвески для автомобилей и полуприцепов МАЗ был модернизирован опытно-промышленный прокатный стан СП-1298 (рисунки 1—3).

Модернизированный прокатный стан включает соединённые между собой с помощью рольганга 1 установку для индукционного нагрева 2 и стан 3 для прокатки полосы с механизмами съёма и разгибания прокатанной заготовки. Индуктор щелевого типа обеспечивает нагрев полосовой заготовки длиной до 2 000 мм и запитан от двух генераторов тока высокой частоты мощностью по 250 кВт каждый. Прокатный стан включает сварную станину 4 коробчатого типа, внутри которой смонтирована рабочая клеть 5 с установленными в ней в вертикальном положении последовательно друг за другом тремя

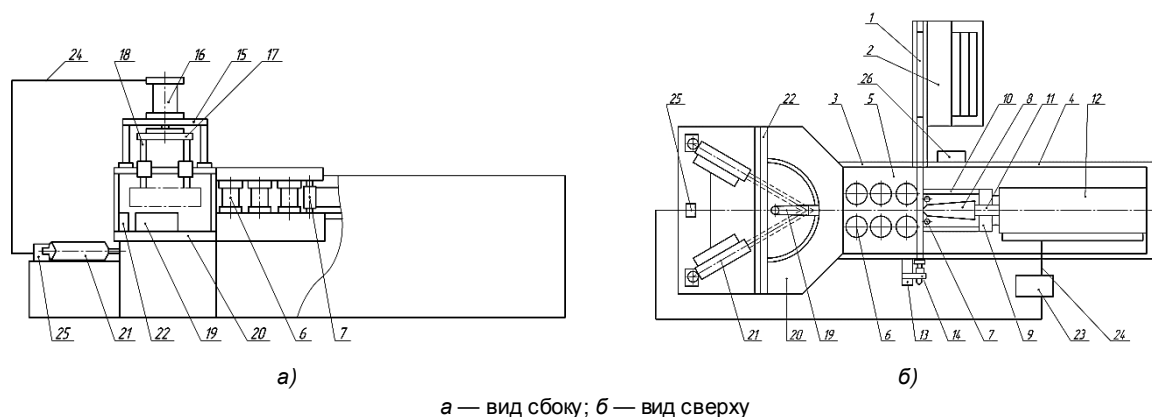


Рисунок 1. — Принципиальная схема модернизированного прокатного стана для парной прокатки заготовок направляющих элементов пневмоподвески

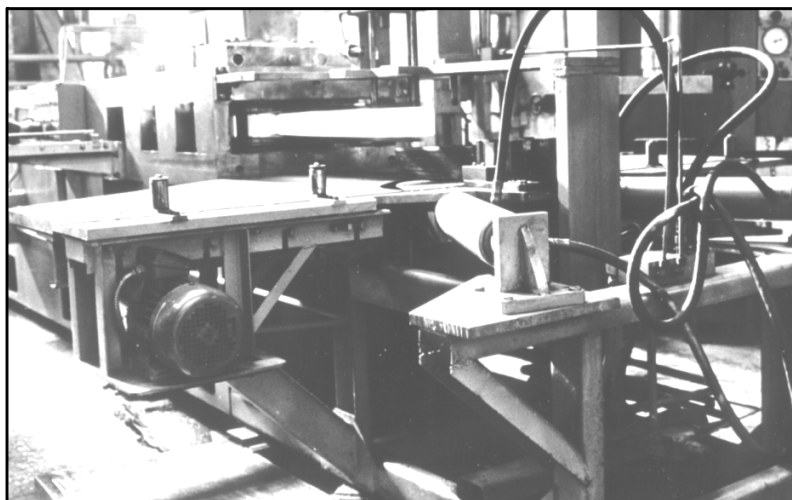


Рисунок 2. — Прокатный стан в момент выхода двух прокатанных заготовок из клетки

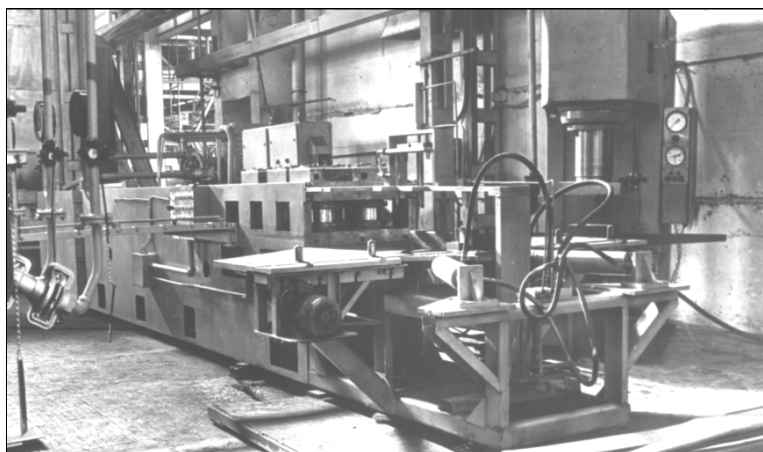


Рисунок 3. — Модернизированный прокатный стан для прокатки заготовок направляющих элементов пневмоподвески

парами рабочих валков 6 с ребордами. Перед валками расположены направляющие ролики 7, служащие для удержания поставленной на ребро прокатываемой полосы и направления профилированной оправки 8. Оправка жёстко связана с кареткой 9, опирающейся на направляющие 10, которая соединена со штоком 11 горизонтально расположенного в станине гидроцилиндра 12, обеспечивающего оправке возвратно-поступательное перемещение. Сбоку станины закреплена штанга 13 с регулируемым по её длине упором 14 для фиксации в продольном направлении подаваемой по рольгангу исходной заготовки. За рабочей клетью расположены механизмы съёма заготовки после прокатки с профилированной оправки и разгиба прокатанной полосы. Механизм съёма заготовки содержит сварную раму 15, гидроцилиндр 16, шток которого жёстко связан через траверсу 17 с толкателями 18, установленными в направляющих втулках, и обеспечивает посадку согнутой полосы после прокатки на сочленённую шарнирно оправку 19 разгиба, расположенную на столе 20. Раствор оправки разгиба относительно шарнира производится через систему тяг двумя гидроцилиндрами 21, имеющими возможность качания в горизонтальной плоскости относительно своих точек закрепления к станине. Линейка 22 жёстко прикреплена к столу 20 и ограничивает величину угла разгиба прокатанной заготовки оправкой 19. Гидростанция 23 питает с помощью трубопроводов 24 через гидрораспределитель 25 всю гидросистему прокатного стана. Управление работой осуществляется от пульта 26.

Работает прокатный стан следующим образом. Нагретую до требуемой температуры в установке 2 для индукционного нагрева заготовку по рольгангу 1 подают в рабочую клеть 5 прокатного стана до упора 14 (см. рисунок 1).

После этого за счёт давления, создаваемого гидростанцией 23, шток 11 гидроцилиндра 12 вместе с кареткой 9 и профилированной оправкой 8 получает осевое перемещение в направлении валков, в результате которого происходит загиб исходной заготовки на оправку. При этом первая пара валков рабочей клетки выполняет роль опор. Далее согнутая заготовка вместе с профилированной оправкой, выполняющей роль одного из деформирующих инструментов, проходит между тремя парами валков, что обеспечивает обжатие исходной полосы. По окончании процесса деформирования в валках на выходе из рабочей клетки заготовку с помощью толкателей 18, приводимых в движение от гидроцилиндра 16, перемещают в вертикальном направлении с оправки 8 на оправку 19, имеющую такой же профиль, но выполненную составной из двух соединённых с помощью шарнира половин с возможностью изменения раствора между ними. После этого создают давление в гидроцилиндрах 2, разводят половины оправки 19 и таким образом разгибают прокатанную заготовку до тех пор, пока последняя не прикоснётся всей плоскостью к линейке 22. По окончании разгиба штоки гидроцилиндров 12, 16 и 21 возвращаются в исходные положения. При этом половины оправки 19 смыкаются, а оправка 8 выходит из рабочей клетки. Далее прокатанную и выпрямленную заготовку удаляют со стола 20, и рабочий цикл повторяется в прежней последовательности. Управление работой гидроцилиндров осуществляется от гидрораспределителя 25.

С помощью описанного комплекса обеспечиваются следующие параметры процесса прокатки: 1) температура нагрева заготовки под прокатку составляет 1 000...1 050°C; 2) число проходов равно 1; 3) степень деформации в трёх парах валков за проход достигает 0,545; 4) наибольшее отклонение размеров от заданного профиля по толщине на всей длине заготовки не превышает 0,1 мм; 5) продолжительность цикла обжатия заготовки в валках равна 10 с; 6) продолжительность цикла обработки (загиб—прокатка—съём—разгибка) составляет 30 с.

Учитывая постоянно возрастающие потребности Минского автозавода в направляющих элементах пневмоподвески, связанные с увеличением доли магистральных грузовиков в производственной программе, была разработана технология предварительной вальцовки заготовок под прокатку.

Спроектирована вальцовочная установка (рисунок 4) с определёнными техническими характеристиками (таблица 1), позволяющая производить вальцовку центральной части заготовки непосредственно перед прокаткой, причём вальцовка и прокатка осуществляются с одного нагрева.

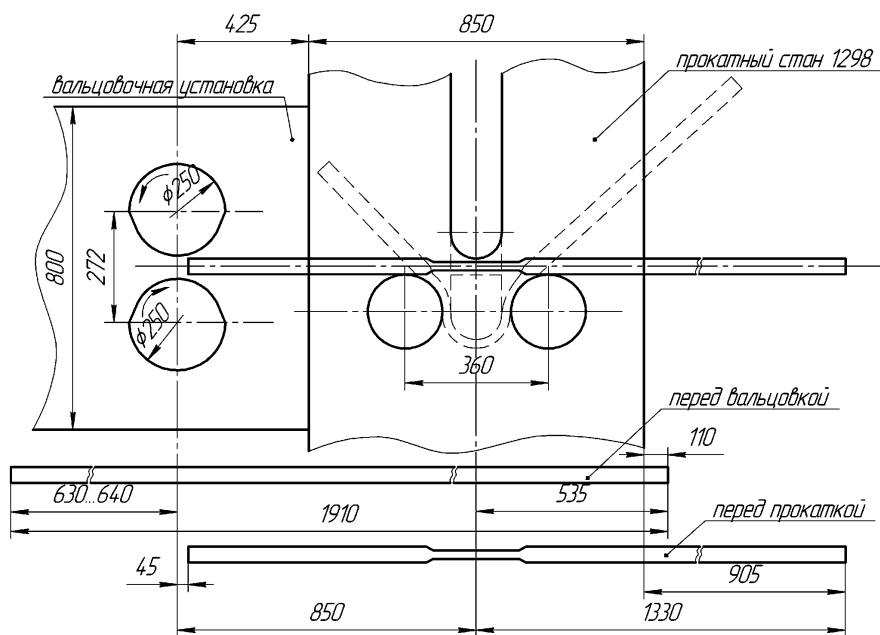


Рисунок 4. — Принципиальная схема установки предварительной вальцовки

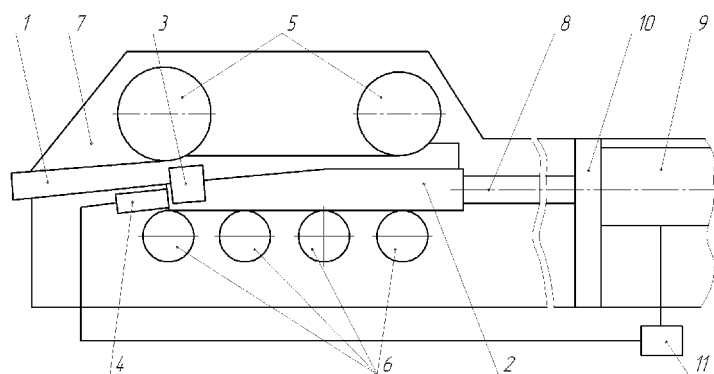
Т а б л и ц а 1. — Технические характеристики установки предварительной вальцовки

Параметры	Единица измерения	Значение
Количество пар валков в клети	шт.	1
Диаметр рабочих секторов	мм	200
Внутренний диаметр гидроцилиндра привода зубчатой рейки	мм	200
Диаметр штока гидроцилиндра	мм	100
Длина рабочего хода штока	мм	500
Усилие, развиваемое гидроцилиндром	кН	600
Скорость прокатки	м / с	0,25
Габариты стана:		
длина	мм	9 740
ширина	мм	2 530
высота	мм	1 350

Вальцовочная установка состоит из станины коробчатого типа и двух вертикально расположенных секторных валков с приводом от гидроцилиндра посредством передачи «рейка—шестерня». Валки установлены в бронзовых эксцентриковых втулках, позволяющих регулировать межосевое расстояние в пределах ± 2 мм. Применение крупномодульного эвольвентного зацепления М, равного 8, позволило производить регулировку межвалкового расстояния за счёт изменения зазора в зубчатом зацеплении. Станина вальцовочной установки непосредственно крепится к станине модернизированного прокатного стана СП-1298. Поскольку вальцовочная установка и прокатный стан работают не одновременно, а последовательно, гидроцилиндр привода зубчатой рейки запитан от главной гидростанции стана.

Позднее была разработана принципиально новая схема (рисунки 5 и 6) безотходной прокатки несимметричных полосовых заготовок с переменной по длине толщиной, заключающаяся в том, что нагреву подвергают только ту часть заготовки, которая впоследствии подвергается прокатке. Холодную часть заготовки используют для её удержания на профилированной оправке. В качестве удерживающего устройства использован клиновой механизм, зажимающий заготовку за боковые поверхности от гидроцилиндра, расположенного на концевой части профилированной подвижной оправки.

Прокатная клеть выполнена с двумя последовательно расположенными парами валков и системой опорных роликов, по которым имеет возможность перемещаться возвратно-поступательно плита. На верхней части плиты закреплена профильная оправка. Привод плиты вместе с оправкой осуществляется от гидроцилиндра.



1 — заготовка; 2 — оправка; 3 — зажим; 4 — гидроцилиндр зажима; 5 — валки; 6 — опорные ролики; 7 — станина клетки; 8 — шток главного гидроцилиндра; 9 — главный гидроцилиндр; 10 — станина привода

Рисунок 5. — Принципиальная схема стана для прокатки заготовок направляющих элементов пневмоподвески

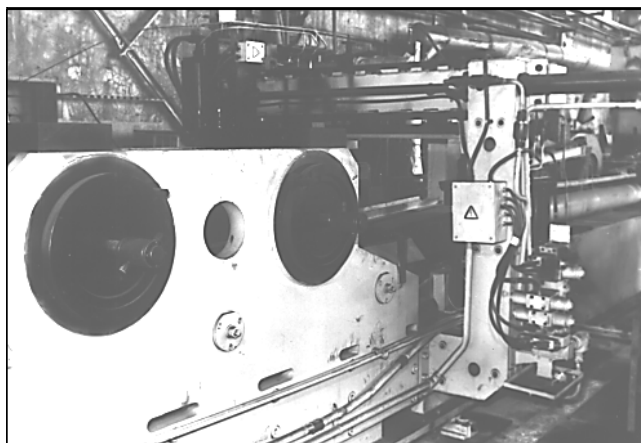


Рисунок 6. — Внешний вид стана для прокатки заготовок направляющих опор пневмоподвески

Нагрев деформируемой части заготовки до температуры 900...950°C осуществляется в индукторе щелевого типа. Длина нагреваемого участка составляет от 40 до 80% полной длины заготовки в зависимости от типоразмера. Наличие холодного участка заготовки не только позволяет экономить электроэнергию, но и облегчает её транспортировку и загрузку в рабочую клеть.

Загрузочное устройство представляет собой подвижный стол с установленными на нём свободно вращающимися направляющими и поддерживающими роликами. В момент загрузки стол поднимается на один уровень с рабочей зоной прокатного стана, а во время рабочего хода опускается, освобождая место для прохода подвижной оправки (деформирующий инструмент) с прокатанной заготовкой. Нагретая заготовка прокатывается на профильной оправке, проходящей последовательно две выполненные в одной станине прокатные клетки. Оправка закреплена на ползушке, которая перемещается по опорным роликам диаметром 200 мм и приводится в движение гидроцилиндром усилием 600 кН.

Заготовка на оправке фиксируется и удерживается в процессе прокатки гидромеханическим зажимом. Прокатка проходит последовательно в двух валках, выполненных гладкими, диаметром 250 мм. Валки установлены в бронзовых подшипниках скольжения, которые запрессованы в эксцентриковые втулки, позволяющие регулировать положение валка относительно поверхности оправки в пределах ± 6 мм. Эксцентриковые втулки поворачиваются посредством зубчатой передачи с передаточным отношением 1:18. Такая конструкция позволяет осуществлять бесступенчатую регулировку межвалкового зазора с высокой точностью. Регулировка осуществляется отдельно для каждого валка.

Определены технические характеристики стана для безотходной штучной прокатки заготовок направляющих элементов пневмоподвески (таблица 2).

К числу неоспоримых преимуществ данного способа прокатки перед используемыми как на Минском рессорном заводе, так и ведущими автомобильными фирмами мира, следует отнести возможность получения заготовок направляющих элементов пневмоподвески с широким спектром длин прямых участков. Причём изменение длины толстого (некатаного) конца направляющего элемента пневмоподвески осуществляется простой регулировкой заднего упора.

Для осуществления данного способа нет нужды нагревать заготовку целиком. Достаточно нагреть только ту часть, которая непосредственно подвергается деформированию. Для направляющих элементов, применяемых в ПО «БелавтоМАЗ», нагретый участок составляет от $\frac{1}{2}$ до $\frac{3}{4}$ общей длины заготовки. С учётом сравнительно большого веса и геометрических размеров подката неполный нагрев оказывает значительное влияние на энергоёмкость процесса получения заготовок направляющих элементов. Кроме того, значительно уменьшаются геометрические размеры и упрощается конструкция индуктора, а также увеличивается производительность и срок службы установки тока высокой частоты.

Т а б л и ц а 2. — Технические характеристики стана для безотходной штучной прокатки заготовок направляющих элементов пневмоподвески

Параметры	Единица измерения	Значение
Производительность при К, равном 0,75	шт. / час	90
Продолжительность цикла	с	40
Скорость прокатки	м / мин	30
Ход стола максимальный	мм	3 000
Внутренний диаметр гидроцилиндра привода стола	мм	180
Рабочее давление в силовом цилиндре	МПа	15
Максимально допустимое давление в силовом цилиндре	МПа	25
Усилие прокатки	кН	320
Суммарная производительность насосов силового цилиндра	л	800
Рабочее давление гидростанции для вспомогательных операций	МПа	5
Суммарная установленная мощность	кВт	223

Уменьшенные в 2 раза размеры и вес заготовки в предложенном способе по сравнению с традиционным (прокатка одновременно двух заготовок) позволяет отказаться от использования универсального подъёмно-транспортного оборудования (кран-балки) в процессе технологического цикла, а также упрощает конструкцию средств механизации, автоматизации и вспомогательного технологического оборудования.

Заключение. Разработанные технология и конструкция установки для безотходной штучной прокатки заготовок направляющих элементов пневмоподвески, предусматривающие частичный нагрев заготовки, позволяют добиться экономии электроэнергии до 40%, металла — до 10%, повысить производительность оборудования в 3...4 раза [1].

Список цитируемых источников

1. Малолистовые рессоры. Путь в массовое производство / А. В. Степаненко [и др.] // Грузовик. 2000. № 6. С. 15—17.

The modernized equipment for the zero-emission piece rolling of the directing elements air suspension purveyances envisaging the partial heating of the purveyance allows to obtain the economy of electric power to 40%, metal — to 10%, to promote the productivity of equipment in 3...4 times.

Key words: rolling mill, installation of pre-rolling, waste-free piece-rolling, billet pneumatic elastic elements of the air suspension part.

УДК 621.671.63

В. А. Томило

Государственное научное учреждение «Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси», Минск

МОДЕРНИЗАЦИЯ СПОСОБОВ ПЕРИОДИЧЕСКОЙ ПРОКАТКИ ПОЛОСОВЫХ ЗАГОТОВОК

Рассмотрены различные схемы прокатки направляющих элементов пневмоподвески: с нарастающим и с убывающим обжатием. Установлено, что с увеличением обжатия до определённых степеней деформации коэффициент переднего натяжения достигает максимально допустимой величины, после чего возможен обрыв переднего конца полосы, а величина давления металла на валки достигает максимальной величины при формировании конечного участка профиля заготовки направляющего элемента, получаемого со степенью деформации 0,56.

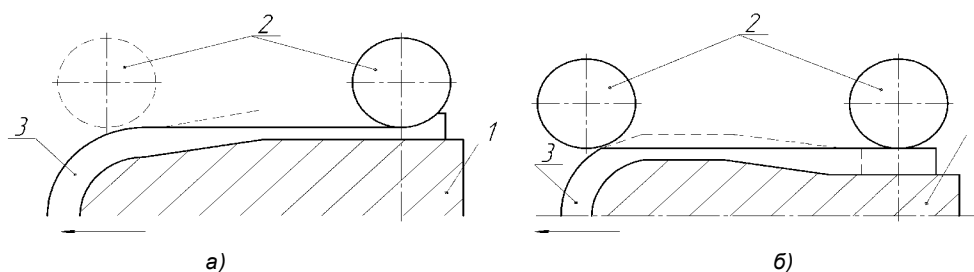
Ключевые слова: периодическая прокатка, направляющие элементы пневмоподвески, степень деформации, коэффициент переднего натяжения, давление металла на валки.

Введение. Проведены исследования процесса продольной прокатки листовых материалов в целях повышения эксплуатационных характеристик готовых изделий, в частности, направляющих элементов пневмоподвески автомобилей. Исследования направлены на обеспечение стабильного значения распорного усилия на элементах прокатной клетки в течение процесса деформирования, относительно невысоких значений усилия, расходуемого на продвижение оправки, что позволит обеспечить заданную точность геометрических размеров периодического профиля (одно из важнейших требований к упругим элементам подвески транспортных средств).

Основная часть. Рассмотрим ранее предложенные и используемые в настоящее время на Минском рессорном заводе классическую схему получения заготовок переменного по длине сечения (рисунок 1, а) и усовершенствованную схему для получения направляющих элементов пневмоподвески (см. рисунок 1, б).

По форме основного деформирующего элемента (рабочей клиновидной оправки) классическую схему (см. рисунок 1, а) можно определить как прокатку с прямым (нарастающим) клином, а усовершенствованную (см. рисунок 1, б) — с обратным (убывающим) клином. При прокатке с прямым клином высота профиля заготовки рессоры убывает в направлении от носка оправки к основанию. При прокатке с обратным клином высота профиля, напротив, возрастает от носка к основанию оправки.

Для упрощения расчётов прокатку участка переменного профиля для обеих схем деформирования можно рассматривать как прокатку заготовки в двух валках (одного приводного — бесконечно большого диаметра, другого не приводного — определённого диаметра) с межосевым расстоянием, изменяющимся по определённому закону, обусловленному профилем оправки. В частном случае (применительно



а — с нарастающим обжатием; б — с убывающим обжатием; 1 — профильная оправка; 2 — прокатные валки; 3 — заготовка

Рисунок 1. — Схемы прокатки направляющих элементов пневмоподвески

величины уширения, которое существенно влияет на перераспределение металла по длине заготовки и, следовательно, на упругие характеристики полученных полос переменной толщины. Вместе с тем уменьшение диаметра валков ограничено снижением их жёсткости, а также условиями захвата металла [4].

В нашем случае это ограничение сводится к условию вращения неприводных валков. При прокатке в неприводных валках очаг деформации в общем случае включает зоны отставания и опережения (рисунок 3). Резерв сил контактного трения, передаваемый от металла к валкам, в зоне опережения играет активную роль и обеспечивает вращение валков. В зоне отставания силы контактного трения реактивны и препятствуют вращению валков.

Поэтому вращение неприводных валков в процессе деформации возможно лишь при условии, когда протяжённость зоны опережения будет больше протяжённости зоны отставания, а именно $\alpha/2 \leq \gamma \leq \alpha$, где α — угол прокатки, γ — нейтральный угол [5]. Предельное ограничение по данному условию $\alpha = \gamma$ показывает, что в этом случае резерв активных сил контактного трения в зоне опережения исчерпан. Это приводит к остановке валков, и процесс прокатки переходит в протяжку, что вызывает локальный износ самих валков.

Известно [6], что при установившемся процессе прокатки в приводных валках предельное значение угла прокатки выражается соотношением $\alpha \leq 2f$, где f — коэффициент контактного трения. При несоблюдении данного условия валки начинают буксовать по металлу. Приведённое соотношение справедливо и для случая прокатки в неприводных валках, но поскольку при этом энергия передаётся от металла к валкам, то несоблюдение указанного условия приводит к остановке валков, что вызывает локальный износ их рабочих поверхностей и, как следствие, потерю точности формообразуемых полос. Данное обстоятельство диктует необходимость дробления суммарной деформации при сохранении цикла обработки за один ход оправки, что возможно при деформировании в клети с несколькими парами валков, установленными последовательно одна за другой.

Уравнения для определения нормальных контактных напряжений в очаге деформации получены совместным решением уравнений равновесия (уравнения прокатки) и пластичности Губера—Мизеса. Для составления уравнения равновесия поверхность калиброванной оправки заменяли цилиндрической поверхностью, близкой к хорде, валка, имеющего существенно больший радиус, чем катающий валок [7]. Тогда для зоны опережения справедливо выражение

$$\sigma_y - \sigma_x = \frac{2\sigma_s}{\sqrt{3}} \sqrt{\left(1 - 3 \frac{\tau_{xy}^2}{\sigma_s^2}\right)}$$

для зоны отставания —

$$\sigma_{y\text{от}} = \frac{2}{\sqrt{3}} \Psi \left[\sqrt{1-f^2} \left(1 + \ln \frac{h_0}{h_x}\right) + 2f \left(\arctg \sqrt{\frac{h_0}{h_k} - 1} - \arctg \sqrt{\frac{h_x}{h_k} - 1} \right) \times \frac{\sqrt{2R_0 \cdot R_p}}{\sqrt{(R_0 + R_p)h_k}} \right] \sigma_s; \tag{1}$$

где Ψ — коэффициент, вычисляемый по формуле $\Psi = \sqrt{1-f^2 \left(\frac{R_0 - R_p}{R_0 + R_p}\right)^2}$,

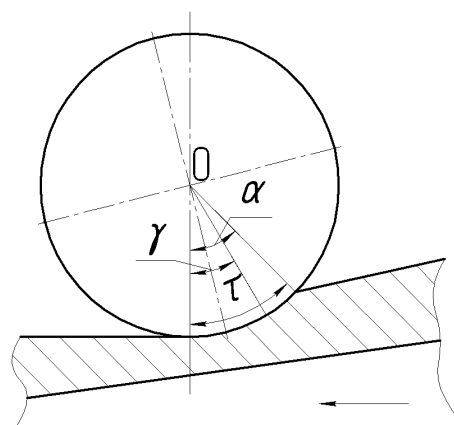


Рисунок 3. — Схема очага деформации при прокатке с переменным обжатием полосы на оправке

- R_0, R_p — радиусы большого и катающего валков соответственно;
 h_0, h_k — толщина полосы на входе и на выходе из валков соответственно;
 ξ — коэффициент переднего натяжения;
 σ_s — напряжение текучести.

При выборе мощности привода подвижной оправки необходимо знание толкающего усилия, приложенного к ней и обеспечивающего возможность деформации полосы в клети прокатного стана. Поскольку толкающее оправку усилие $P_{\text{опр}}$ затрачивается на создание переднего натяжения и активных сил контактного трения на поверхности оправки в пределах очага деформации, то формулу можно записать

$$P_{\text{опр}} = 2B\sigma_s \left[\frac{2}{\sqrt{3}} l_d f + h_k (1 - \xi) \right],$$

где B — ширина полосы;

l_d — длина очага деформации.

Значение коэффициента переднего натяжения определено из условия

$$\sigma_{y \text{от}} \Big|_{h_x = h_n} - \sigma_{y \text{оп}} \Big|_{h_x = h_n} = 0,$$

где h_n — толщина полосы в нейтральном сечении, или в развёрнутой форме.

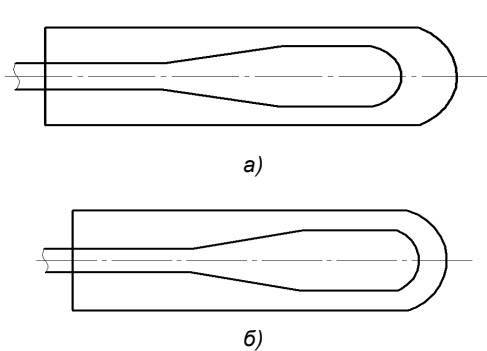
Отсюда с учётом выражения (1) получим

$$\begin{aligned} \xi = & \frac{2}{\sqrt{3}} \Psi \left(1 + \ln \frac{h_n}{h_k} \right) + 1 - \frac{2}{\sqrt{3}} \left[\sqrt{1 - f^2} \left(1 + \ln \frac{h_0}{h_n} \right) + \right. \\ & \left. + 2f \left(\arctg \sqrt{\frac{h_0}{h_k} - 1} - \arctg \sqrt{\frac{h_n}{h_k} - 1} \right) \sqrt{\frac{2R_0 \cdot R_p}{(R_0 + R_p)h_k}} \right]. \end{aligned}$$

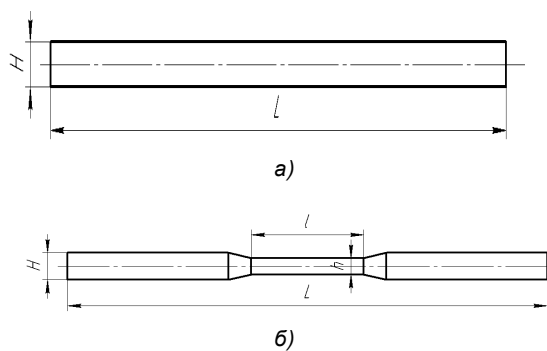
Очевидно, что с ростом обжатия, начиная с определённых значений степени деформации, зависящих от R_p и f , происходит рост коэффициента переднего натяжения. С увеличением обжатия коэффициент переднего натяжения достигает максимально допустимой величины, после чего возможен обрыв переднего конца полосы.

Существующая традиционная технология парной прокатки заготовок направляющих опор пневмоподвески предлагает наличие отхода, достигающего 10...12% веса заготовки [8]. Избежать этого недостатка с наименьшими издержками можно применением предварительной вальцовки. Показана заготовка под прокатку по существующему способу (рисунок 4, а) и способу с предварительной вальцовкой (см. рисунок 4, б), а также заготовка на оправке после прокатки по существующей (рисунок 5, а) и предлагаемой (см. рисунок 5, б) технологии. Длину l прокатного участка необходимо выбирать исходя из геометрии инструмента (носика оправки). Для парной прокатки заготовок направляющих опор длина l должна быть не менее 300 мм. Увеличение длины прокатного участка более 350 мм нецелесообразно, поскольку существенного снижения усилия прокатки и повышения качества изделий при этом не достигается. Конфигурация переходных зон между прокатанным и основными участками особого влияния на последующую прокатку не оказывает, за исключением резких переходов, которые нежелательны.

Для изучения возможности получения изделий типа заготовок направляющих элементов пневмоподвески и изменяющимся по длине профилем была создана лабораторная экспериментальная установка (рисунки 6 и 7).



а — классический способ; б — безотходный способ
Рисунок 4. — Заготовка для прокатки



а — классический способ; б — безотходный способ
Рисунок 5. — Прокатанная заготовка

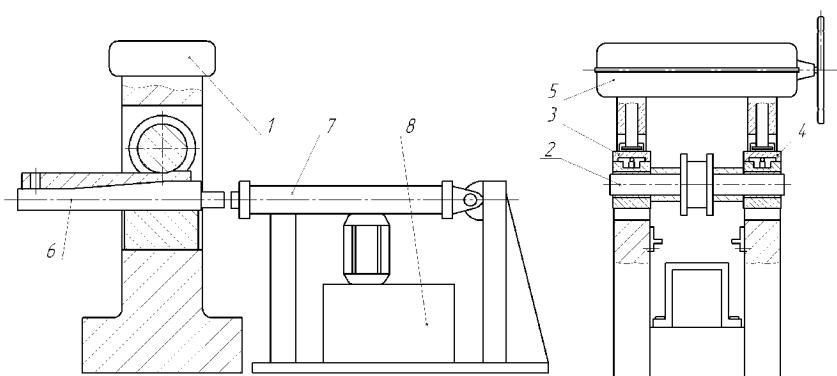


Рисунок 6. — Схема экспериментальной установки для моделирования процесса прокатки заготовок направляющих опор

Экспериментальная установка включает в себя клеть 1, в которой горизонтально размещён прокатный валок, установленный в опорах 3 и 4 с возможностью вертикального перемещения относительно продольной оси прокатки за счёт того, что опоры связаны с нажимными винтами клетки, приводимыми в действие от червячного редуктора 5. Это позволяет менять степень обжатия в каждом сечении прокатываемого изделия в диапазоне, необходимом для проведения экспериментальных исследований. К боковым стойкам клетки прикреплены направляющие, обеспечивающие горизонтальное перемещение профильной оправки 6, приводимой в действие штоком гидроцилиндра 7, связанным с оправкой сферическим шарниром. Привод штока гидроцилиндра осуществляется от гидростанции 8. Рабочая поверхность профильной оправки в продольном сечении имеет переменный по длине профиль, идентичный профилю направляющих элементов пневмоподвески, имеющих клиновидный участок и два участка постоянной толщины. Нижняя поверхность оправки выполнена плоской и в процессе прокатки перемещается по массивной направляющей, жёстко связанной с клетью экспериментальной установки. Общая длина оправки составляет 1 050 мм, длина рабочей части равна 710 мм, высота в наибольшем сечении — 120 мм, ширина — 80 мм. Материал оправки и валков — сталь 40Х. Прокатный валок 2 имеет диаметр бочки 200 мм, диаметр шеек — 140 мм, ширину рабочей части — 80 мм.

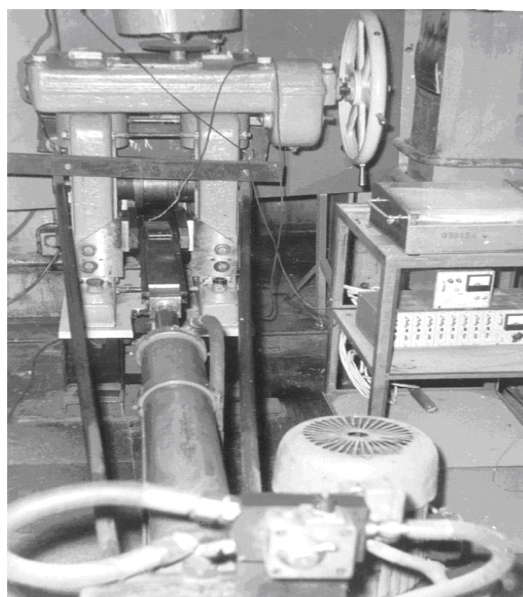


Рисунок 7. — Установка для периодической прокатки полосовых заготовок

Гидроцилиндр 7 выполнен с внутренним диаметром гильзы 120 мм и длиной 900 мм и предназначен для обеспечения возвратно-поступательного перемещения оправки. Гидроцилиндр связан с гидростанцией посредством трёхпозиционного распределителя Р75-В2А, имеющего три режима работы. В первом режиме рабочая жидкость (веретённое масло) поступает в полость под поршнем гидроцилиндра, обеспечивая прямое перемещение штока, во втором — в полость над поршнем, обеспечивая обратный ход, и в третьем — на слив. Регулятор потока жидкости (дроссель) МПГ-55-12 обеспечивает плавную регулировку скорости перемещения штока, а следовательно, и оправки в диапазоне от 1,3 до 2,4 м / мин. Гидростанция 8 состоит из масляного бака ёмкостью 150 литров и шестерённого насоса НШ-46 производительностью 46 л / мин в сборе с асинхронным электродвигателем мощностью 7,5 кВт. Гидростанция позволяет гидроцилиндру осуществлять перемещение штока в указанном диапазоне скоростей с усилием до 100 кН. Контроль давления в линии нагнетания осуществляется манометром.

К основным энергосиловым параметрам процесса, экспериментально исследованным в настоящей работе, относятся давление металла на валки P , тянущее (толкающее) усилие перемещения оправки P_T и интенсивность переднего натяжения заготовки. В силу того, что горячая прокатка рессорных сталей на экспериментальной установке предъявляет значительные требования к мощности привода и жёсткости конструкции, для исследования энергосиловых параметров были использованы свинцовые заготовки, так как свинец обладает некоторыми механическими свойствами (σ_v и δ , сравнимыми по величине с механическими свойствами рессорных сталей при температуре T , составляющей 1 100...1 150°C).

При изучении изменения давления металла на валки в процессе периодической прокатки была получена экспериментальная зависимость, свидетельствующая о росте исследуемого параметра с увеличением степени деформации (рисунок 8). Таким образом, величина давления металла на валки достигает максимальной величины при формировании конечного участка профиля заготовки направляющего элемента, получаемого со степенью деформации 0,56.

При реализации предложенного способа прокатки заготовок направляющих элементов пневмоподвески необходимо определить усилие перемещения оправки. Оно должно быть таким, чтобы преодолеть реакцию со стороны валков, которая определяется степенью деформации заготовки, силами трения на контактной поверхности и инерционными силами в момент начала вращения валков. При прокатке заготовок направляющих элементов пневмоподвески на лабораторной установке процесс осуществлялся в условиях, соответствующих прокатке полос в двух валках, один из которых — приводной определённого диаметра, а второй — приводной бесконечно большого диаметра.

Представлен график зависимости толкающего усилия P_T продвижения оправки от её хода для направляющего элемента пневмоподвески автомобилей семейства МАЗ (рисунок 9). Как показали результаты экспериментов, степень деформации, обусловленная ходом оправки, является основным фактором, влияющим на величину P_T , знание которой позволяет рассчитать и выбрать привод оправки.

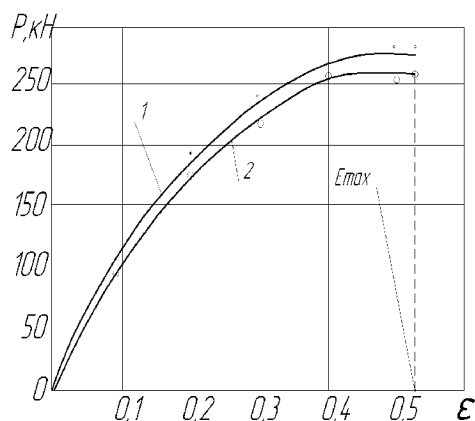


Рисунок 8. — Зависимость давления металла на валки от степени деформации ($0 < \epsilon < 0,56$), материал — свинец

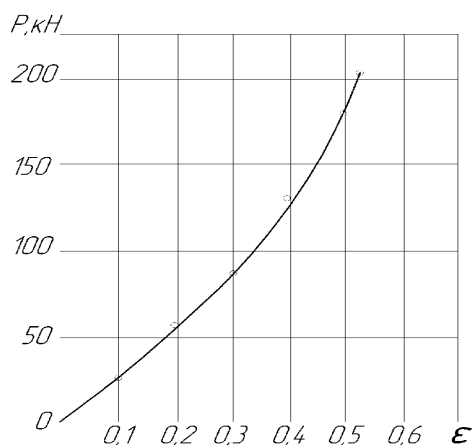


Рисунок 9. — Зависимость усилия продвижения оправки от степени деформации

Интенсивность переднего натяжения определялась в целях изучения технологических возможностей предложенного способа, а именно определения максимально возможной степени деформации при прокатке в неприводных валках. На основании полученных результатов была построена зависимость изменения интенсивности натяжения от хода оправки при прокатке свинцовых заготовок (рисунок 10).

Заключение. На основании экспериментальных данных было установлено, что максимально возможной является степень деформации 0,56. При дальнейшем увеличении степени деформации наблюдалась остановка вала, происходило утонение полосы, образование шейки и разрыв заготовки, что объясняется превращением процесса прокатки в вытяжку с утонением.

Таким образом, при увеличении степени деформации происходит рост интенсивности натяжения, а при степени деформации выше указанной напряжение натяжения превышает предел прочности полосы, и происходит разрыв заготовки.

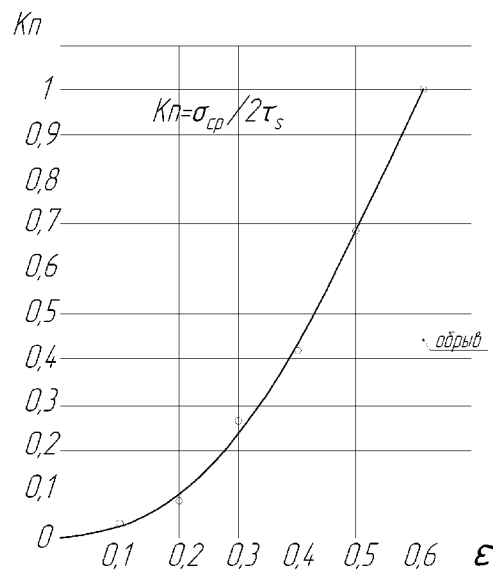


Рисунок 10. — Зависимость коэффициента переднего натяжения от степени деформации

Список цитируемых источников

1. Клубович В. В., Томило В. А. Технологии изготовления и обработки специальных периодических профилей. Минск : БНТУ, 2007. 298 с.
2. Томило В. А. Разработка, научное обоснование и реализация новых способов изготовления заготовок сложной конфигурации большегрузных автомобилей горячим пластическим деформированием : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Минск, 1994. 16 с.
3. Периодические профили продольной прокатки / Н. М. Воронцов [и др.]. М. Металлургия, 1978. 232 с. ; Пименов А. Ф., Скороход В. Н., Трайно А. И. Асимметричные процессы прокатки — анализ, способы и перспективы применения // Сталь. 1982. № 3. С. 53—55.
4. Периодические профили продольной прокатки. 232 с. ; Потапкин В. Ф., Федоринов В. А., Сатонин А. В. Математическое моделирование напряжённого состояния металла между неподвижным и приводным валками // Известия вузов. Чёрная металлургия. 1987. № 9. С. 41—45.
5. Синицын В. Г. Несимметричная прокатка листов и лент. М. Металлургия, 1984. 165 с.
6. Там же.
7. Изготовление полос переменной толщины для малолистовых рессор / А. В. Степаненко [и др.] // Кузнечно-штамповочное производство. 1997. № 6. С. 15—17. ; Чус А. В., Маменко П. П., Гладкий И. Н. Влияние параметров очага деформации на давление при прокатке // Известия вузов. Чёрная металлургия. 1987. № 2. С. 109—110. ; Николаев В. А., Волков И. А. Влияние несимметрии деформации при распределении крутящих моментов прокатки полос // Известия вузов. Чёрная металлургия. 1992. № 9. С. 18—20.
8. Изготовление полос переменной толщины для малолистовых рессор // Кузнечно-штамповочное производство. 1997. № 6. С. 15—17.

Various schemes of rolling guide elements of air suspension with increasing and decreasing compression have been studied. It has been found out that with the compression on increase to a certain degree of deformation of the front tension index reaches the maximum permissible value, then the possible breakage of the front end of the band and the pressure of the metal to the rolls reaches a maximum value when forming the profile blank end portion of the guiding element resulted with a deformation degree of 0,56.

Key words: periodical rolling, pneumatic guiding elements, the degree of deformation of the front tension index, the pressure of the metal on the rolls.

УДК 631.312.01

Д. А. Игнатков¹, А. В. Ващула², Г. Ф. Бегеня¹

¹ Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», Минск

² Испытательный центр государственного учреждения «Белорусская машиноиспытательная станция»,
пос. Привольный, Минская область

ПРИБЛИЖЕННАЯ ОЦЕНКА НАПРЯЖЁННОГО СОСТОЯНИЯ ЛЕЗВИЙНОЙ ЧАСТИ СФЕРИЧЕСКОГО ДИСКА ДИСКАТОРА

Приведены результаты расчётов компонентов напряжённого состояния лезвийной части дисков дискаторов и его моделирование в компьютерной системе Maple в зависимости от сил резания, конструктивных параметров и технологических режимов обработки почвы.

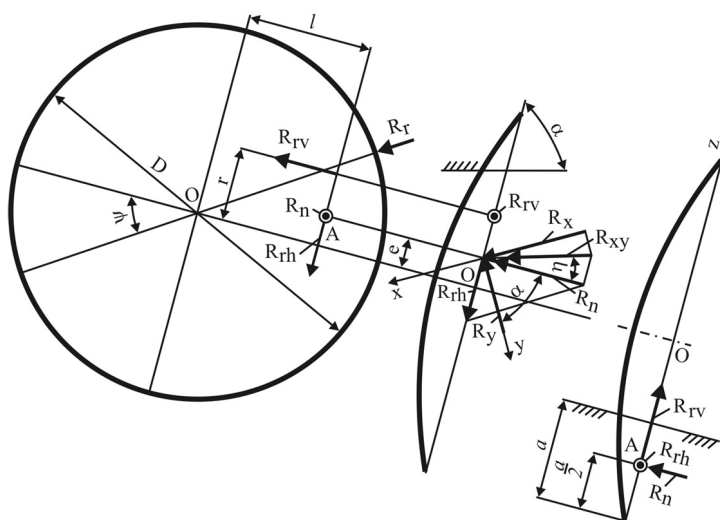
Ключевые слова: дискатор, сферический диск, режущая часть, напряжённое состояние, нормальные и касательные напряжения, запас прочности, прочностная надёжность.

Введение. В процессе обработки почв с различными природными свойствами сферический диск малой кривизны дискатора испытывает высокие переменные и динамические нагрузки, особенно в моменты наезда на препятствия в виде камней, крупных корней, почвенных уплотнений и др. Так, например, при обработке супесчаных почв давление на режущие кромки лезвийной части диска может достигать значительных величин (порядка 0,1... 0,12 МПа) [1]. Поэтому определение компонент напряжённого состояния (знак и величина нормальных и касательных напряжений) сферических дисков с разными диаметрами и геометрическими параметрами лезвийной части является актуальным [2]. Цель данной работы состоит в приближенном определении компонент напряжённого состояния и прочностной надёжности лезвийной части дисков из различных марок закалённых с отпуском сталей для обеспечения её при конструировании и выборе при эксплуатации рациональных технологических режимов обработки почвы.

Основная часть. Постановка задачи заключается в определении компонент напряжённого состояния лезвийной части диска при рабочих нагрузках в процессе обработки почвы с учётом требуемых технологических режимов обработки посредством компьютерного расчёта и моделирования для назначения при проектировании марок сталей с требуемыми пределами прочности после закалки и отпуска, применение которых обеспечивает его прочностную надёжность.

В расчётной схеме (рисунок 1) показаны векторы сил, действующие во время работы на сферический диск [4]: сила R_r от сопротивления почвы деформации резанию, лежащая в вертикальной плоскости и наклонённая к горизонту под углом ψ , и сила R_n от сопротивления почвенного пласта деформации, действующая на вогнутую поверхность диска перпендикулярно плоскости его вращения приблизительно на расстоянии $a/2$ от дна борозды. Расчёт компонент сил выполняем по формулам

$$R_{rh} = R_r \cos \psi; \quad R_{rv} = R_r \sin \psi; \quad R_{xy} = \frac{R_{rh}}{\sin \eta},$$



ψ — угол наклона к горизонту стойки дискового органа;
 α — угол атаки; D — диаметр диска; a — глубина вспашки

Рисунок 1. — Силы, действующие на диск дискатора [3]

$$R_x = R_{xy} \sin(\alpha + \eta); \quad R_y = R_{xy} \cos(\alpha + \eta); \quad R_z = R_{rv},$$

$$R_n = \frac{R_{rh}}{\operatorname{tg} \eta}, \tag{1}$$

в которых экспериментальные значения углов η между векторами сил R_{xy} и R_n для различных углов α атаки заимствуем из книги [5].

Для расчёта силы R_n предложено большое число эмпирических соотношений, обзор которых приведён, например, в работе [6], однако для качественной сравнительной оценки используем формулу (1). Поскольку в работе [7] показано, что фаски лезвия дисковых рабочих органов не принимают участия при резании материала, но при этом именно кромка лезвия постоянно находится в контакте с разрезаемым материалом, то силу R_r , действующую на носок лезвия, считаем основной, которая ложится в основу вычисления по формуле (1) силы R_n .

Определение напряжённо-деформируемого состояния вращающегося сферического диска дискатора представляет собой весьма трудную задачу, поскольку эпюра давлений почвы на его рабочую сегментную часть от момента входа до момента выхода из почвы носит сложный малоизученный характер [8], а обычно применяемая двухугольная заточка лезвия также требует непростого аналитического учёта концентрации напряжений. Поэтому для инженерного упрощённого расчёта компонент напряжений лезвие диска представляем в виде гладкого клина с углом раствора 2β , причём согласно правилу a параллельного переноса сил [9] носок лезвия загружаем равномерно распределёнными сосредоточенной силой, действующей вдоль оси лезвия, сосредоточенной силой, перпендикулярной к его оси, и сосредоточенным моментом $M = R_n a / 2$, которые относим к длине l окружности сегмента диска на глубине $a / 2$ вспашки (рисунок 2).

Затем определяем нормальные σ_r и касательные $\tau_{r\theta}$ напряжения в сечениях с радиусом r (см. рисунок 2), отмечая, что при нагружении лезвия указанными силами и моментом они резко возрастают по мере приближения к его носку, которые при r , равном 0, становятся бесконечно большими. В малой области от носка лезвия до сечения с некоторым радиусом r_0 напряжения превосходят предел пропорциональности и деформации и становятся пластическими [10]. Поэтому в рамках постановки упругой задачи за пределами пластической зоны напряжения рассчитываем по следующим формулам [11]:

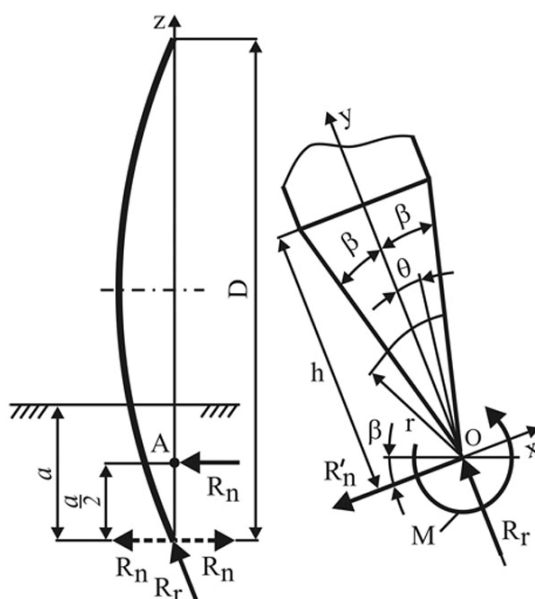


Рисунок 2. — Усилия, действующие на носок лезвия

при действии центрально приложенной силы R_r —

$$\sigma_r = -\frac{2R_r \cos \theta}{[2\beta + \sin(2\beta)]lr};$$

при действии силы R'_n , приложенной перпендикулярно к центральной оси лезвия, —

$$\sigma_r = \frac{2R_n \cos \theta \cos \beta}{[2\beta - \sin(2\beta)]lr};$$

при действии изгибающего момента M —

$$\sigma_r = -\frac{R_n a \sin(2\theta)}{\cos(2\beta)[\operatorname{tg}(2\beta) - 2\beta]lr^2};$$

$$\tau_{r\theta} = \frac{R_n a [\cos(2\theta) - \cos(2\beta)]}{2 \cos(2\beta) [\operatorname{tg}(2\beta) - 2\beta]lr^2},$$

в которых длина окружности сегментной лезвийной части диска l вычисляется из выражения

$$l = a \sqrt{\frac{2D}{a} + \frac{1}{3}}.$$

Расчёт компонентов напряжённого состояния и его моделирование в лезвийной части дисков из различных материалов выполняем в компьютерной системе Marle версии 11 с помощью Marle-программы, созданной одним из авторов. Величины пределов σ_B прочности при температурах T_0 отпуска после закалки стали 65Г (закалка 830°C, масло, охлаждение после отпуска на воздухе), стали 30ХГСА (закалка 880°C, масло, охлаждение после отпуска в воде) и стали 40ХС (закалка 900°C, масло, охлаждение после отпуска на воздухе) заимствуем из работы [12], причём зависимости пределов прочности

от температур отпуска описываем посредством Мар1е-аппроксимации. За основу приближенной оценки прочностной надёжности принимаем коэффициент запаса прочности, определяемый по формуле

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma}$$

где в знаменателе отношения $\sigma = \sigma_r + \sigma'_r + \sigma''$ — наибольшая величина суммарного растягивающего напряжения в каком-либо сечении лезвия (при этом имеем в виду хорошо известный факт, что при n , равном 1, вероятность разрушения составляет 50%, а при n , равных 1,2; 1,5; 2,0 вероятности невыхода из строя составляют примерно 90,0; 99,0 и 99,9% соответственно).

Согласно данным из книги [13], зависимость угла η от угла α атаки аппроксимирована линейным уравнением

$$\eta = 70,060 - 1,798\alpha.$$

Компьютерное моделирование показало, что уменьшение угла ψ наклона к горизонту стойки дискового органа от 80 до 45° и увеличение угла α атаки от 25 до 30° приводит к значительному росту нормальных напряжений. Поэтому нижеследующие результаты расчётов приведены для неварьируемых значений углов ψ , равного 85°, и α , равного 20°, угол заточки лезвия 2β , равного 18°. При этих постоянных величинах диаметры дисков приняты равными 460, 520 и 620 мм, глубины вспашки — 4, 8, 12 и 16 см, а силы R_r резания — 1 000 и 1 600 Н.

Радиальное распределение напряжений по сечениям лезвия носит гиперболический характер. Для сравнения (таблица 1) даны их численные значения для переменных углов θ от центральной оси лезвий дисков разных диаметров при одной и той же силе резания при одинаковой глубине обработки.

Видно, что суммарные нормальные напряжения достигают максимальных значений в крайних зонах лезвия, при этом на тыльной поверхности действуют максимальные неблагоприятные растягивающие напряжения (в отличие от лобовой поверхности, находящейся под действием напряжений сжатия). Касательные напряжения на тыльной и лобовой поверхностях равны нулю, а наибольшие их величины отмечены на оси лезвия, причём они на порядок меньше растягивающих напряжений. Наибольший вклад в значения суммарных нормальных напряжений вносят нормальные напряжения, которые вызываются действием изгибающего момента M , а напряжениями от действия сил R_r и R'_n можно пренебречь. С увеличением диаметра диска значения нормальных напряжений уменьшаются.

По самим поверхностям напряжения для тыльной поверхности диска резко снижаются по мере удаления от вершины лезвия (рисунок 3), например, при глубине обработки 12 см.

Т а б л и ц а 1. — Значения напряжений в сечениях на расстоянии 1,2 мм от носка лезвия

$D = 520 \text{ мм}; a = 12 \text{ см}; R_r = 1 600 \text{ Н}$						$D = 620 \text{ мм}; a = 12 \text{ см}; R_r = 1 600 \text{ Н}$				
θ°	σ_r	σ'_r	σ''_r	σ	T_{θ}	σ_r	σ'_r	σ''_r	σ	T_{θ}
+9,0	-11,7	+0,2	-1439,7	-1451,2	0,0	-10,8	+0,2	-1324,4	-1333,0	0,0
+7,2	-11,8	+0,2	-1158,6	-1170,2	40,8	-10,8	+0,2	-1064,2	-1074,9	37,5
+5,4	-11,8	+0,1	-873,0	-884,7	72,7	-10,9	+0,1	-801,9	-812,6	66,8
+3,6	-11,9	+0,1	-583,9	-595,7	95,6	-10,9	+0,1	-536,2	-547,2	87,9
+1,8	-11,9	+0,0	-292,5	-304,4	109,4	-10,9	+0,0	-268,7	-279,6	100,5
0,0	-11,9	+0,0	0,0	-11,9	114,0	-10,9	+0,0	0,0	-10,9	104,7
-1,8	-11,9	-0,0	+292,5	+280,6	109,4	-10,9	-0,0	268,7	257,7	100,5
-3,6	-11,9	-0,1	+583,9	+571,9	95,6	-10,9	-0,1	536,3	525,4	87,9
-5,4	-11,8	-0,1	+873,0	+861,0	72,7	-10,9	-0,1	801,9	790,9	66,8
-7,2	-11,8	-0,2	+1158,6	+1146,6	40,8	-10,8	-0,2	1064,2	1053,2	37,5
-9,0	-11,7	-0,2	+ 1439,7	+1427,7	0,0	-10,8	-0,2	1322,4	1311,4	0,0

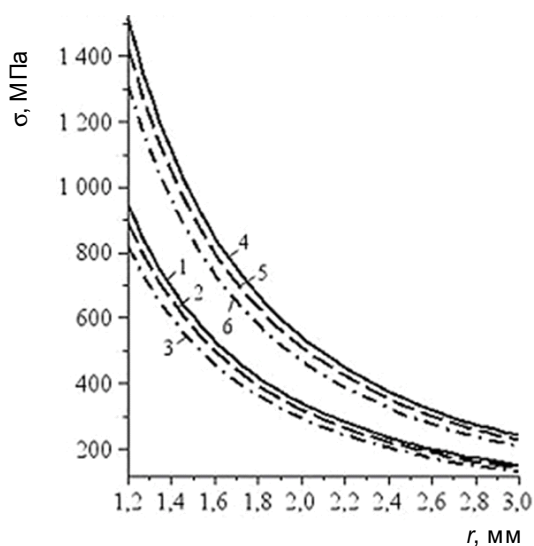


Рисунок 3. — Распределение растягивающих напряжений по тыльной поверхности дисков с диаметрами 460 (1; 4), 520 (2; 5) и 620 мм (3; 6) при силах резания 1 000 (1—3) и 1 600 Н (4—6)

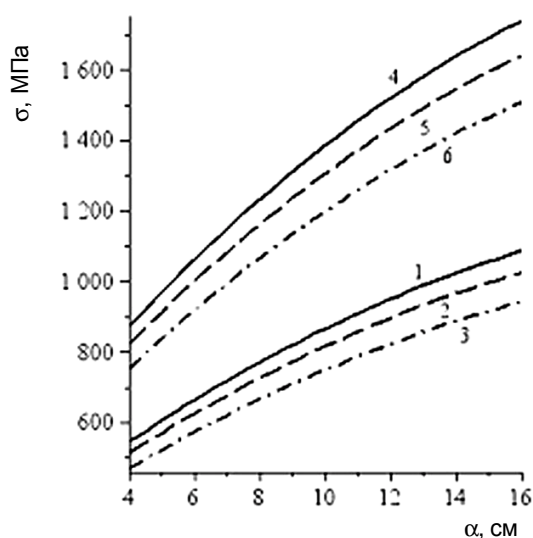


Рисунок 4. — Влияние глубины обработки на величину растягивающих напряжений в дисках с диаметрами 460 (1; 4), 520 (2; 5) и 620 мм (3; 6) при силах резания 1 000 (1—3) и 1 600 Н (4—6)

Видно, что в носковой части лезвия действуют весьма высокие напряжения растяжения, причём в случае их критических значений, превышающих допустимые, следует ожидать потери прочностной надёжности. Таким образом, при эксплуатации поверхностные слои материала тыльной поверхности носковой лезвийной части находятся в крайне неблагоприятном напряжённом состоянии.

В сечении на расстоянии 1,2 мм от носка лезвия характер изменения растягивающих напряжений зависит от глубины обработки при различных силах резания (рисунок 4). Вполне очевидно, что рост величины изгибающего момента по мере увеличения глубины обработки приводит к повышению значений растягивающих напряжений. В лезвийной части дисков с большими диаметрами происходит уменьшение их уровня в связи с увеличением длины окружности сегментной части на половине глубины обработки.

Рассмотрим закономерности изменения коэффициентов запаса прочности в сечениях на расстоянии 1,2 мм от носка лезвийной части дисков различных диаметров от температур T_0 отпуска после закалки сталей различных марок (рисунок 5). Они относятся к дискам из стали 65Г (сплошные линии), 30ХГСА (пунктирные линии) и 40ХС (линии с точками), при этом кривые для глубин обработок 4; 8; 12 и 16 см обозначены цифрами 1, 2, 3 и 4 соответственно.

Видно, что температура отпуска после закалки указанных марок сталей играет важную роль в обеспечении требуемой прочностной надёжности, поскольку от её выбора зависят значения пределов прочности и ударной вязкости. Приведены пороговые величины температур T_0 (°С) отпуска сталей после закалки (таблица 2), назначение которых обеспечивает в случае действия сил резания 1 000 Н и 1 600 Н вероятность неразрушения порядка 99,0% (коэффициент запаса прочности n составляет 1,5) лезвийной части дисков с диаметрами 460, 520 и 620 мм для обработки почв на минимальных глубинах a (см).

Данные (см. таблицу 2) показывают, что если сила резания достигает 1 600 Н или большей величины, то в таком случае нельзя назначать глубину обработки, равную 16 см, поскольку при этом не обеспечивается прочностная надёжность. При силах резания $\leq 1\ 100$ Н минимальные температуры отпуска после закалки дисков из сталей 40ХС и 30ХГСА можно назначать в интервале температур 100...150°С, причём она обеспечивается при глубинах обработки почв до 16 см. Обращаем внимание на то, что для стали 65Г с учётом ограничения на ударную вязкость ($KCU \geq 60$ Дж / см²) температура отпуска должна составлять не менее 550°С, однако при такой её величине прочностная надёжность дисков при усилиях резания 1 000 Н не обеспечивается (см. рисунок 5, а, в, д).

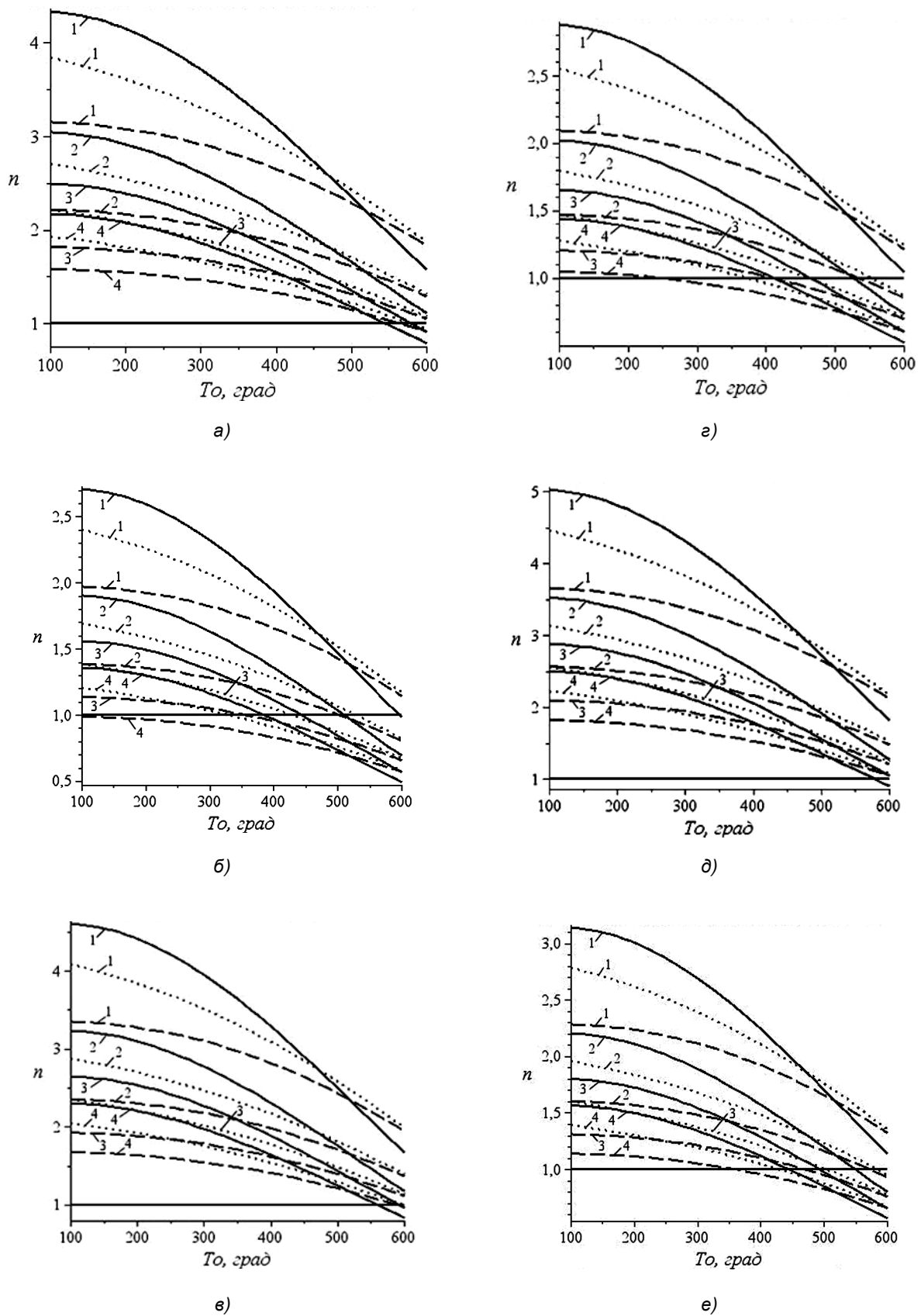


Рисунок 5. — Коэффициенты запаса прочности лезвийной части дисков с диаметрами 460 (а, б), 520 (в, г) и 620 мм (д, е) при силах резания 1 000 (а, в, д) и 1 600 Н (б, г, е)

Т а б л и ц а 2. — Пороговые температуры отпуска сталей после закалки

Сила резания	Сила резания R_r											
	1 000 Н						1 600 Н					
	Диаметр диска						Диаметр диска					
Марка стали	460 мм		520 мм		620 мм		460 мм		520 мм		620 мм	
	$T_o, ^\circ\text{C}$	$a, \text{см}$	$T_o, ^\circ\text{C}$	$a, \text{см}$	$T_o, ^\circ\text{C}$	$a, \text{см}$	$T_o, ^\circ\text{C}$	$a, \text{см}$	$T_o, ^\circ\text{C}$	$a, \text{см}$	$T_o, ^\circ\text{C}$	$a, \text{см}$
65Г	400	16	450	16	450	16	200	12	300	12	350	12
30ХГСА	200	16	400	16	450	16	500	4	200	8	350	8
40ХС	400	16	450	16	450	16	300	8	350	8	450	8

Заключение. С точки зрения обеспечения прочностной надёжности лезвийной части диска дискатора основные выводы состоят в следующем: 1) на лобовой поверхности лезвийной части диска действуют сжимающие напряжения, а на тыльной поверхности — неблагоприятные большие растягивающие напряжения; 2) угол наклона ψ стойки дискового органа к горизонту должен находиться в пределах $84...86^\circ$; 3) угол α атаки целесообразно принимать в пределах $10...22^\circ$, поскольку его увеличение до 30° приводит к значительному росту растягивающих напряжений в носковой области лезвия; 4) уменьшение угла 2β заточки лезвия приводит к росту растягивающих напряжений; 5) увеличение диаметра дисков способствует снижению уровня растягивающих напряжений в его лезвийной части; 6) с увеличением глубины обработки почвы происходит неуклонное снижение прочностной надёжности лезвийной части дисков; 7) для повышения прочностной надёжности лезвийной части дисков следует назначать упрочнение стали закалкой с последующим отпуском при температурах, обеспечивающих получение высоких значений предела прочности и ударной вязкости.

Созданная Maple-программа позволяет при проектировании и конструировании дисковых рабочих органов дискаторов производить расчёты и эффективное моделирование напряжённого состояния лезвийной части дисков в широких пределах конструктивных параметров, механических характеристик материалов и технологических режимов обработки почв с различными природными свойствами.

Список цитируемых источников

1. Износ и коррозия сельскохозяйственных машин / М. М. Севернев [и др.]; под ред. М. М. Севернева. Минск : Беларус. навука, 2011. 333 с.
2. Машиностроение. Энцикл. : в 40 т. Сельскохозяйственные машины и оборудование / И. П. Ксеневич [и др.]; под ред. И. П. Ксеневича. М. : Машиностроение, 2002. Т. 1V—16. 720 с.
3. Soucek R., Pippig G. Maschinen und Gerate fur Bodenbearbeitung, Dungung und Aussaat. Berlin : Verl. Technik, 1990. 432 p.
4. Машиностроение. Энцикл. : в 40 т. Т. 1V—16. 720 с.; Soucek R., Pippig G. Maschinen und Gerate fur Bodenbearbeitung, Dungung und Aussaat. 432 p.
5. Soucek R., Pippig G. Maschinen und Gerate fur Bodenbearbeitung, Dungung und Aussaat. 432 p.
6. Сидоров С. А. Повышение долговечности и работоспособности рабочих органов почвообрабатывающих машин и орудий, применяемых в сельском и лесном хозяйствах : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.01, 05.21.01. М., 2007. 441 л.
7. Кобяков И. Д. Механико-технологические основы работы шестиугольных дисковых рабочих органов почвообрабатывающих машин : автореф. ... д-ра техн. наук : 05.20.01. Новосибирск, 2012. 39 с.
8. Износ и коррозия сельскохозяйственных машин. 333 с.
9. Сахарный Н. Ф. Курс теоретической механики. М. : Высш. шк., 1964. 844 с.
10. Теребушко О. И. Основы теории упругости и пластичности. М. : Наука, 1984. 320 с.
11. Там же.
12. Ерохин М. Н., Новиков В. С., Сабуркин Д. А. Выбор марки стали для лемеха // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 1. С. 5—8.
13. Soucek R., Pippig G. Maschinen und Gerate fur Bodenbearbeitung, Dungung und Aussaat. 432 p.

The maple-created program allows the design and construction to make calculations and modeling for the stress state effective blade part discs in a wide range of structural parameters and mechanical properties of materials and technological processing modes with different natural soil properties.

Key words: disc harrow, spherical disc, edge, state stress, normal and shear stresses, margin of strength, strength reliability.

УДК 621.436.068.8:66.067.3

A. N. Kartashevich, V. A. Belousov, A. V. Kravets
Belarusian State Agricultural Academy

TECHNIQUES FOR THE TOXICITY REDUCTION OF EXHAUST GASES FROM THE DIESEL ENGINES ON MOBILE MACHINERY

The technique and results of monitoring research into the pollution with heavy metals of the soils adjacent to M1 highway (Brest—Minsk—boundary line of the Russian Federation) are put forward.

The installation of the plasma-chemical reactor in the exhaust system of the diesel engine applied to the mobile automotive engineering is under study. The type of the plasma-chemical reactor on offer develops the electrodischarge plasma-chemical technology for cleaning exhaust gases. The optimized parameters in the electrode systems of the plasma-chemical reactor allow gaining the best performance characteristics.

Key words: diesel engine, exhaust gas, heavy metals, plasma-chemical reactor, electrode systems.

Introduction. Today the improvement of ecological indices is acute in combustion engine upgrading. Recently much attention has been paid to the methods of exhaust gas (EG) extra cleaning from harmful substances at the stage of gas release, as the reserves of engine improvement are almost exhausted.

For the mobile motor and tractor vehicles the most promising solution to the problem can be the use of the sputter-ion plasma-chemical technology of gas cleaning. This technology intends to set the plasma-chemical reactor (PCR) in the gas exhaust system of the engine. Being the devices of direct energy conversion, plasma-chemical reactors provide the high-level efficiency of EG cleaning both from hard particles (HP) contributing to the lower effective soot level.

The paper also discloses the negative effect of EG toxic components on the environment, and the results of the theoretical and experimental research on the application of the low-temperature non-equilibrium plasma in the EG cleaning systems of diesel engines with useful capacity up to 5 dm³ (cubic decimeters), which are used as power units on the agricultural tractors.

Research technique. For the purpose of the analysis of the negative effect of EG toxic components on the environment the monitoring research has been carried out. The aim of monitoring researches was to determine the index of soil pollution by the EG toxic components on the territories around the busy motorways.

The monitoring research was carried out in the following way [1]: 12 checkpoints were selected long the motorway Brest—Minsk—frontier of the Russian Federation at a distance of 50 + 12 km (picture 1); sampling selection was done with a sampler from a depth of 3...6 cm on both the sides of the motorway at a distance of 1, 10, 100 m and directly near the solid pavement. Thus, we have obtained 96 soil samples and carried out the chemical analysis of the mobile forms of the heavy metals' content.

For the purpose of general pollution evaluation along the whole length of the motorway M1 we marked out the zone with a maximum heavy metals concentration of 0...10 m (lands, which aren't used in agriculture) and a zone within 10...100 m (lands, which are used in agricultural production).

The concentration of heavy metals in soot, extracted from the interior surfaces in gas-discharge systems of different size types of diesel engines, was determined by means of the atomic absorptive spectrophotometer AAS-30.

The research technique in the parameter optimization of the sputter-ion plasma-chemical system was aimed at searching for the constructive variant of electrode possessing the outmost discharge characteristics, the dependence of the integral discharge characteristics of electrode systems on the parameters of gas flow, blasting the corona discharge.

The program of the research in optimizing the electrode system parameters envisaged: constructing the experimental volt-ampere characteristics of the electrode systems; finding out the optimal needle spacing in the



Picture 1. — Location of the checkpoints along the motorway Brest—Minsk—frontier of the Russian Federation

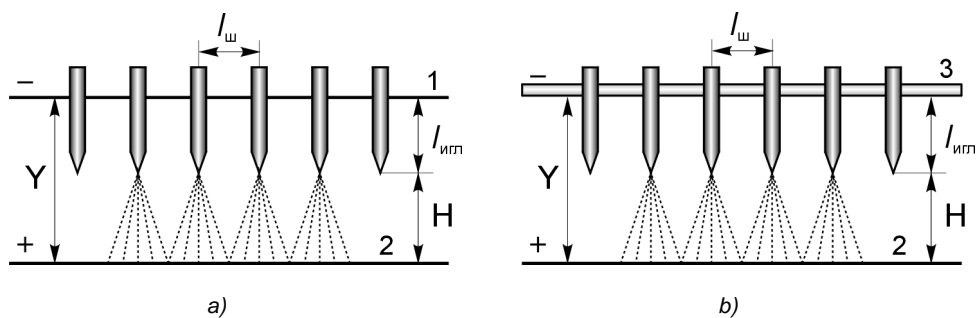
complex point system “line with needles — plane” and “plane with needles — plane”; defining the dependence of the initial potential of the corona discharge of the system “plane with needles” on needles operating altitude; putting forward the particular features of the corona discharge on the needle points in EG flow of diesel engine (integral discharge characteristics dependence on the EG temperature, EG speed and exhaust opacity).

The volt-ampere characteristics of electrode systems were measured on the still air (with the control of free air temperature, moisture and pressure) and in the EG flow at various speeds and under power conditions of diesel engine work. The corona voltage ignition is determined by employing the method of reducing characteristics.

The optimal needle spacing in complex point system “line with needles — plane” and “plane with needles — plane” was determined under the experimental research of model samples of electrode systems with movable discharge needles (picture 2, *a*, and 2, *b*). During the experiment the needles spacing changed from the minimum possible value to the value of interelectrode distance. For each spacing value the integral discharge characteristics of all the range of system working voltages were attested. At the same time the value of interelectrode distance in every experiment was constant.

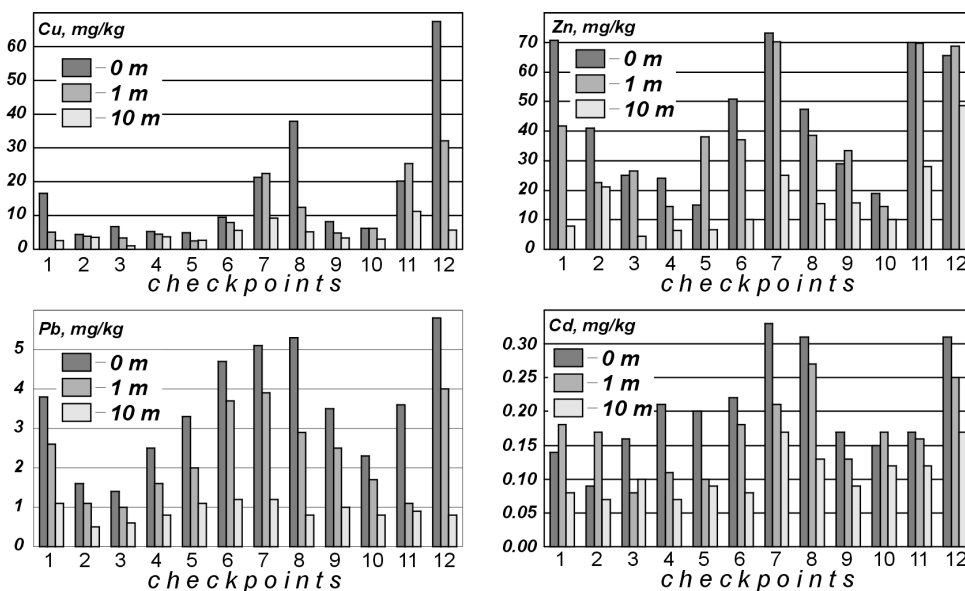
The EG cleaning efficiency of the developed PCR model was investigated during the stand testing of diesel engine Д-243 (rated power — 65 kW, rated engine speed — 2 200 min⁻¹, rated EG blast intensity — 730 m³ per hour), that were carried out on the electro-braking stand RAPIDO (Germany) with the power of 250 kW. The stand was equipped with the devices and equipment for the control of main indices of engine performance and EG toxicity. The exhaust opacity was determined by the sootmeters «ДО-1» (Belarus), «СМОГ-1» (Russia), “ENERAC-200” (USA). The testing included the comparisons of diesel ecological indices in two cases of gasexhaust system: the first case — the standard gas exhaust system, the second case — the gas exhaust system with PCR [2].

Research results. The analysis of the results of monitoring research shows that the concentration of mobile forms of heavy metals in the soil near the motorway M1 varies from the level, close to normal, to the level 4.5 times higher than normal [3]. It was determined that the level of pollution increases in the area around the cities Brest, Minsk and Russian Federation frontier due to the traffic intensity increase (picture 3).

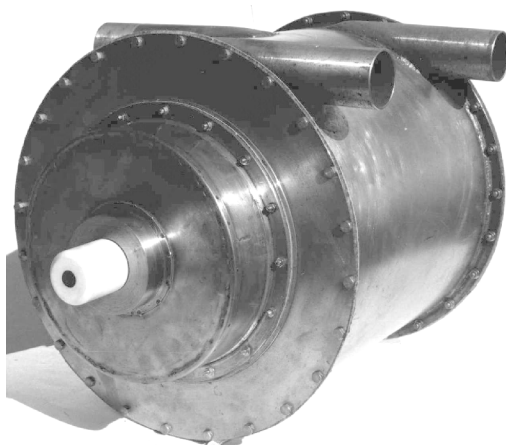


a — “plane with corona needles — plane”; b — “line with the needle — plane”; 1 — potential plane with needles; 2 — grounded plane; 3 — potential line with needles; H — interelectrode distance, m; l_m — operating altitude of corona needles, m; l_w — needle spacing, m; Y — the distance between electrode bases, m

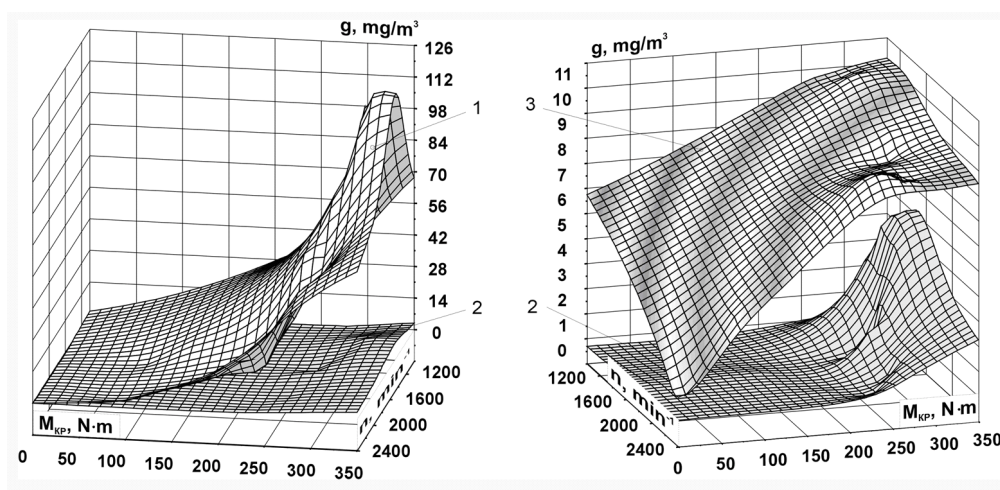
Picture 2. — The scheme of electrode systems



Picture 3. — The level of actual soil pollution with the mobile forms of heavy metals along the motorway M1



Picture 4. — The experimental model of full-flow plasma-chemical reactor for diesel Д-243



1 — the standard gas-outlet system; 2 — gas outlet system with PCR; 3 — the requirements of EURO-3 standard recalculated in operation conditions of diesel Д-243; g — the concentration of heavy particles in diesel EG, mg/m^3 ; n — the frequency of crankshaft rotation, min^{-1} ; $M_{\text{кр}}$ — the twisting moment of engine, $\text{H} \cdot \text{m}$

Picture 5. — Exhaust opacity of diesel Д-243

The results of the chemical analysis of diesel soot show that the concentration of heavy metals in soot exceeds greatly their concentration in soil and is equal to: Cu — 42 mg / kg, Zn — 802 mg / kg, Pb — 23 mg / kg, Cd — 0.57 mg / kg [4]. This fact together with high level of annual soot pollution (the annual level of soot pollution by diesel truck tractors equals to 1 500 kg / km [5]) shows that soot is one of the main sources of soil pollution with heavy metals.

As a result of optimizing the parameters of sputterion systems we developed the model of multidisk electrode system and worked out the experimental model of plasma-chemical reactor (picture 4).

The process of exhaust opacity reduction in plasma of stationary corona discharge of full-flow plasma-chemical reactor takes place when the level of voltage in the electrode system exceeds a level of 6.5...8.0 kW, that is the voltage level of corona ignition. When the voltage level exceeds a potential of 14...15 kW, plasma-chemical reactor reaches the mode of saturation. Further increase of voltage level is not expedient because it leads to the large increase of specific power consumption with the low additional level of cleaning.

On picture 5 the dependence of diesel exhaust opacity on the frequency of crankshaft rotation and the load for all the speed and loading range is shown (surface 1), diesel exhaust opacity with the system of soot cleaning (surface 2) and also the requirements of EURO-3 standard recalculated in operation conditions of diesel Д-243 (surface 3).

As we see, the PCR provides effective EG cleaning from soot on all the speed and loading range of engine operations. In the sphere of loading conditions, which correspond to zones with maximum level of twisting moment, the maximum level of exhaust opacity after the EG cleaning equals 2.3% or 0.041 g / kWh. That is 2.44 times lower than requirements of EURO-3 standard and 1.94 times lower than requirements of EURO-5 standard.

Conclusion. To provide the level of diesel exhaust opacity satisfying the requirements of modern standards we need additional EG cleaning by means of the devices, which are employable in the gas-discharge system. Based on the analysis and synthesis of main factors, determining the efficiency of the process of exhaust opacity reduction in the process of gas discharge, it's established that one of the main directions is the use of plasma-chemical reactors for the EG cleaning in the medium of low-temperature plasma. It allows to provide a high level of EG cleaning from particles and gaseous toxic components with the low level of energy consumption.

The stand tests of the developed model of full-flow plasma-chemical reactor together with diesel Д-243 show that in rated power conditions in plasma of stationary corona discharge the PCR provides the exhaust opacity reduction to 97%, nitric acid impoverishment to 14 % herewith the energy consumption rate in EG flow

about 0.7 watt-hour / m³. In the plasma of impulse streamer corona under the combined discharge feeding conditions, the PCR provides the exhaust opacity reduction from 96%, nitric acid impoverishment to 24% herewith the energy consumption rate in EG flow about 2.3 watt-hour / m³.

References

1. Kartashevich A. N., Belousov V. A., Sushnyou A. A. The soil pollution with heavy metals along the motorways in the Republic of Belarus // Natural resources. 1998. № 1. P. 114—120.
2. Plazmochemiczna metoda oczyszczania z sadzy spalin silników wysokoprężnych / A. N. Kartaszewicz [et al.] // Przegląd techniki rolniczej i leśnej. Warszawa. 2001. № 2. P. 11—13. ; Sushnyou A. A. Concentration of heavy metals in diesel soot // Youth, science, agricultural education and production : papers collection of sci.-pract. conf. Vitebsk : VSAVM, 1999. P. 206—208. ; Sushnyou A. A. Experimental research of sputter-ion systems for diesel engine exhaust opacity reduction // Actual problems of agricultural mechanization : materials of intern. sci.-pract. conf. Part 2 / BSAA / Gorki, 2001. P. 245—249.
3. Kartashevich A. N., Belousov V. A., Sushnyou A. A. The soil pollution with heavy metals along the motorways in the Republic of Belarus. P. 114—120. ; Development and research of sputter-ion plasma-chemical systems for the reduction of exhaust opacity and exhaust gas toxicity of diesel engines with useful capacity up to 12 m³ / H. M. Vasiliev [et al.] // Ecological aspects of mechanization of plant production 7 Intern. symp. / Warszawa, 2001. P. 284—290.
4. Sushnyou A. A. Concentration of heavy metals in diesel soot. P. 206—208.
5. Belousov V. A., Sushnyou A. A. Exhaust opacity of lorries passing through the territory of the Republic of Belarus // Technical higher educational establishments — for the Republic : materials of 52nd Intern. sci.-tech. conf. : in 7 parts. Minsk, 1997. Part 3. P. 65.

В работе приводятся сведения о негативном воздействии токсичных компонентов отработавших газов на окружающую среду, а также результаты теоретических и экспериментальных исследований по применению низкотемпературной неравновесной плазмы в системах очистки отработавших газов дизельных двигателей рабочим объемом до 5 дм³, использующихся в качестве силового агрегата на мобильной технике.

Проведенные мониторинговые исследования негативного воздействия токсичных компонентов отработавших газов на окружающую среду предполагали определение величины загрязнения почв, прилегающих к крупным автомагистралям, токсичными компонентами отработавших газов дизельных двигателей.

Для мобильной автотракторной техники наиболее перспективной с точки зрения очистки отработавших газов может стать электроразрядная плазмохимическая технология газоочистки, предполагающая установку в системе выпуска дизельного двигателя плазмохимического реактора.

Ключевые слова: дизельный двигатель, отработавшие газы, тяжёлые металлы, плазмохимический реактор, электродная система.

УДК 621.436.004+665.753.4

А. Н. Карташевич, А. В. Гордеенко, О. В. Понталёв

Учреждение образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛОВ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПРОКАЧИВАЕМОСТИ ТОПЛИВА В СИСТЕМЕ ПИТАНИЯ ДИЗЕЛЯ В УСЛОВИЯХ ЗИМНЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Приведены результаты исследований по определению количества кристаллов *n*-алканов в дизельном топливе в зависимости от температуры. На основе использования уравнений гидравлики получена зависимость для определения минимальной температуры топлива, при которой возможна работа топливной системы дизеля без дополнительных нагревательных устройств. Теоретические исследования подтверждены эксплуатационными испытаниями топливной системы дизеля Д-243 в условиях отрицательных температур на стенде КИ-22205.

Ключевые слова: трактор, дизельный двигатель, дизельное топливо, вязкость, температура застывания, кристаллы углеводородов, линия низкого давления, топливоподкачивающий насос, фильтр грубой очистки.

Введение. Температура окружающего воздуха оказывает существенное влияние на процесс топливоподачи дизеля, что связано с изменением вязкости дизельного топлива и кристаллизации парафинистых углеводородов. Снижение надёжности автотракторных дизелей в условиях отрицательных температур обусловлено выпадением кристаллов парафинов в топливе, повышением сопротивления линии низкого давления системы питания и, как следствие, уменьшением коэффициента наполнения топливного насоса высокого давления (далее — ТНВД). Литературные данные свидетельствуют о том, что наиболее критическим участком топливной системы дизеля, работающего в условиях отрицательных температур, является линия всасывания топливоподкачивающего насоса (далее — ТПН) с фильтром грубой очистки (далее — ФГО), который первым забивается образующимися кристаллами *n*-алканов [1]. Эксплуатационные испытания показали, что машины с дизельным двигателем американского и западноевропейского производства перестают нормально функционировать при температуре окружающей среды на 5...10°C ниже температуры помутнения топлива. Это происходит вследствие забивания топливных фильтров кристаллами твёрдых углеводородов (47%) случаев, а также из-за застывания топлива в топливопроводах (53%).

В настоящее время существует три возможности предотвращения этого нежелательного явления: 1) воздействие на свойства дизельного топлива в процессе его производства и потребления; 2) адаптация конструкции топливной системы дизеля к отрицательным температурам; 3) создание условий, смягчающих негативное воздействие внешних факторов как на работу агрегатов топливоподающей системы, так и на свойства самого топлива.

Первый способ в основном сводится к добавлению депрессорных присадок, которые повышают текучесть и прокачиваемость топлив при низких температурах. Однако эффективность действия данных присадок зависит от их концентрации в топливе, его углеводородного состава и наличия в нём асфальто-смолистых веществ. Ввод присадок в дизельное топливо с присутствием воды, которая всегда содержится в условиях эксплуатации, неблагоприятно сказывается на эффективности их применения. Поэтому эффект от депрессорных присадок в реальных условиях всегда оказывается ниже, чем в ходе специальных целевых испытаний.

Второй способ направлен на улучшение низкотемпературной прокачиваемости дизельного топлива. Реализация программы IGF-3 европейского координационного совета по совершенствованию методов испытаний смазок и моторных топлив позволяет лишь определить арсенал средств улучшения работоспособности дизельных топлив при низких температурах, а также количественно оценить влияние того или иного фактора.

Третий способ может быть реализован как на стадии создания дизельных установок (размещение агрегатов в местах, защищённых от обдува холодным воздухом), так и в эксплуатации.

Основная часть. Для изучения процесса образования H -алканов в дизельном топливе нами были проведены исследования по определению количества кристаллов парафинов в топливе марки «Л» ГОСТ 305-82, которое наиболее распространено в переходный осенне-зимний период. Исследования проводились на спектрофотометре СФ-26 согласно методике, приведённой в работе [2], при длине волны спектра 1 000 нм для двух образцов топлив с температурами помутнения и застывания $t_{\text{п}}$, равными -6°C и -2°C , и температурами застывания $t_{\text{з}}$, равными -12°C и -10°C соответственно. Для этого в монохроматический поток света поочерёдно вводился образец дизельного топлива (топливо с температурой $+28^{\circ}\text{C}$, которая соответствует температуре кристаллизации H -октодекана) и образцы топлива, которые подлежат измерению в интервале температур от $+28^{\circ}\text{C}$ до -28°C . Коэффициент пропускания светового потока топлива при t , равной $+28^{\circ}\text{C}$, принимался за 100%, а при введении топлива с t от $+28$ до -28°C показания измерительного прибора соответствовала величина пропускания в процентах. Измерение температуры топлива осуществлялось терморезисторами КС-22 и цифровым вольт-килоомметром ВК2-6. В результате выявлено влияние температуры на объём H -алканов исследуемых образцов топлива (рисунок 1).

Анализируя приведённые кривые (см. рисунок 1), можно отметить, что при снижении температуры дизельного топлива от $+28^{\circ}\text{C}$ до $+8^{\circ}\text{C}$ количество H -алканов плавно увеличивается от 0% до 10%. Понижение температуры топлива от $+8^{\circ}\text{C}$ до температуры застывания вызывает резкое нарастание кристаллической фазы до 80%. Дальнейшее снижение температуры ведёт к плавному увеличению кристаллической фазы до 100% (при t , равной -28°C). При температуре помутнения дизельного топлива количество кристаллов H -алканов составляет около 50%. Обобщая изложенное выше, можно сделать вывод, что процесс образования парафинов в дизельном топливе марки «Л» непрерывный в температурном интервале от $+28^{\circ}\text{C}$ до -28°C .

Для обеспечения работоспособности топливной системы дизеля в условиях отрицательных температур нами предложен ряд электронагревательных устройств [3], предназначенных для плавления кристаллов H -алканов в топливе. Однако отсутствие теоретических исследований минимальной температуры топлива, до которой необходимо производить разогрев, затрудняет применение вышеуказанных устройств.

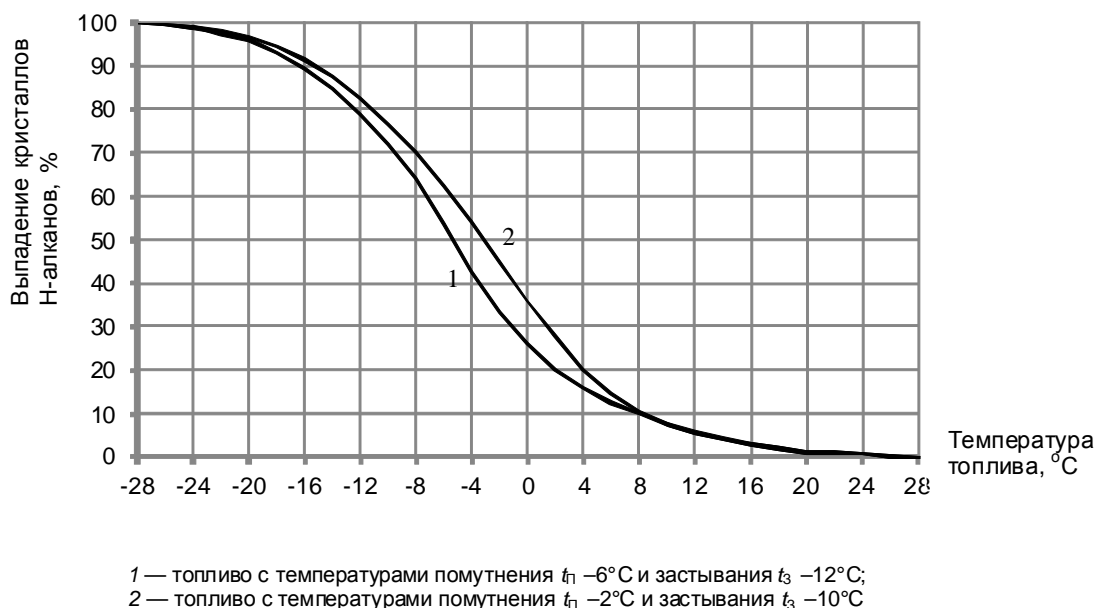


Рисунок 1. — Зависимость содержания H -алканов в дизельном топливе от температуры

Определим минимальную температуру топлива, при которой возможна работа топливной системы дизеля без дополнительных нагревательных устройств. Для этого воспользуемся уравнением неразрывности потока и уравнением Бернулли для реальной жидкости. Рассмотрим всасывающую линию топливной системы дизеля, работающего на номинальном режиме, выполненную по традиционной схеме, когда ФГО расположен перед ТПН. Для данного случая уравнение Бернулли будет иметь следующий вид [4]:

$$Z_1 + H + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 - \frac{P_{\text{вак}}}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \Sigma h, \quad (1)$$

где Z_1, Z_2 — высота расположения выхода из топливного бака и входа в ТПН, отсчитанная от произвольной горизонтальной плоскости сравнения, м;

H — высота столба топлива в баке, м;

α_1, α_2 — коэффициенты Кориолиса в рассматриваемых сечениях;

v_1, v_2 — средние скорости потока в рассматриваемых сечениях, м / с;

g — ускорение свободного падения, м / с²;

$P_{\text{вак}}$ — вакуумметрическое давление, создаваемое ТПН, Н / м²;

ρ — плотность топлива, кг / м³;

Σh — суммарные потери напора между рассматриваемыми сечениями, м.

Уравнение неразрывности потока жидкости можно записать следующим образом [5]:

$$v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2 = Q, \quad (2)$$

где ω_1, ω_2 — площади потока в рассматриваемых сечениях, м²;

Q — расход топлива через ТПН, м³ / с.

Условие обеспечения работоспособности линии низкого давления дизеля с учётом уравнений (1) и (2), а также того, что при ламинарном движении жидкости в трубах коэффициент Кориолиса $\alpha_1 = \alpha_2 = 2,0$ [6] можно представить следующим образом:

$$\Sigma h \leq H + (Z_1 - Z_2) + \frac{P_{\text{вак}}}{\rho g} + \frac{v_2^2}{g} \left(\frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} - 1 \right). \quad (3)$$

Суммарные потери напора складываются из потерь по длине трубопроводов $\Sigma h_{\text{дл}}$ и потерь от местных сопротивлений $\Sigma h_{\text{м}}$ [7]:

$$\Sigma h = \Sigma h_{\text{дл}} + \Sigma h_{\text{м}}. \quad (4)$$

Потери напора по длине трубопроводов определяются по формуле [8]

$$\Sigma h_{\text{дл}} = \lambda \frac{L}{2} \cdot \frac{v_{\text{тр}}^2}{d_{\text{тр}} g} + \Sigma h_{\text{м}}, \quad (5)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси);

L — суммарная длина трубопроводов от топливного бака до ТПН, м;

$v_{\text{тр}}$ — средняя скорость движения топлива по трубопроводам, м / с;

$d_{\text{тр}}$ — диаметр трубопровода, м.

При ламинарном движении топлива по трубопроводам круглого сечения коэффициент Дарси определяется по формуле [9]

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (6)$$

где Re — число Рейнольдса, которое для труб круглого сечения определяется по формуле [10]

$$Re = \frac{\vartheta_{тр} d_{тр}}{\nu}, \quad (7)$$

где ν — кинематическая вязкость дизельного топлива, $\text{мм}^2 / \text{с}$.

Суммарные потери от местных сопротивлений при ламинарном движении топлива оцениваются зависимостью [11]

$$\Sigma h_m = \sum_{i=1}^n \frac{\vartheta_i^2}{2g} \left(\xi_{кв_i} + \frac{A_i}{Re_i} \right), \quad (8)$$

где ϑ_i — средняя скорость топлива в i -м сопротивлении;

$\xi_{кв_i}$ — коэффициент i -го местного сопротивления квадратичной области;

A_i — коэффициент i -го сопротивления (значения коэффициентов A_i и $\xi_{кв_i}$ приведены в работах [12]);

Re_i — число Рейнольдса для i -го местного сопротивления, которое определяется по выражению [13]

$$Re_i = \frac{\vartheta_i \mathbf{1}_{oi}}{\nu}, \quad (9)$$

где $\mathbf{1}_{oi}$ — определяющий размер i -го местного сопротивления.

Динамическая вязкость дизельного топлива зависит от температуры и может быть определена по формуле [14]

$$\mu = \mu_0 e^{-\beta(T-T_0)}, \quad (10)$$

где μ, μ_0 — динамическая вязкость дизельного топлива при температуре T и T_0 ($\text{Па} \cdot \text{с}$) соответственно;

β — коэффициент, значение которого для дизельного топлива изменяется в пределах 0,025...0,03 [15].

Зависимость между динамической и кинематической вязкостью устанавливается соотношением $\mu = \nu \cdot \rho$.

Считаем, что плотность топлива в рассматриваемом температурном интервале является величиной постоянной, тогда с учётом формулы (10) будем иметь

$$\nu = \nu_0 e^{-\beta(T-T_0)}, \quad (11)$$

где ν_0 — кинематическая вязкость дизельного топлива при $t + 20^\circ\text{C}$ (293 K), $\text{мм}^2 / \text{с}$.

После подстановки формулы (11) в выражение (9) и далее (8), а также формулы (11) в зависимости (7), (6) и (5), с учётом уравнения (4) и неравенства (3), после соответствующих преобразований получим

$$T \geq \frac{1}{\beta} \ln \cdot \frac{\nu_0 (N + 64 \cdot L \cdot \vartheta_{тр})}{2d_{тр}^2 \left(M + \frac{P_{\text{вак}}}{\rho} + R - K \right)} + T_0, \quad (12)$$

где N — коэффициент суммарных потерь пропускной способности системы, отнесённый к единице длины трубопровода, определяемый по формуле

$$N = d^2 \sum_{i=1}^n \frac{\vartheta_i A_i}{1_{oi}}; \quad (13)$$

M — коэффициент снижения напора на единице высоты столба жидкости в трубопроводе, определяемый из выражения

$$M = g(H + Z_1 - Z_2); \quad (14)$$

R — коэффициент снижения напора за счёт разности площадей живого сечения на входе и выходе линии низкого давления системы питания дизеля, вычисляемый по формуле

$$R = \vartheta_2^2 \left(\frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} - 1 \right); \quad (15)$$

K — коэффициент, учитывающий снижение скорости потока топлива за счёт суммарных местных сопротивлений, определяемый следующим образом:

$$K = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (\xi_{\text{кв}_i} \cdot \vartheta_i^2). \quad (16)$$

По формуле (12) с учётом выражений (13—16) может быть определена минимальная температура дизельного топлива, при которой обеспечивается нормальная работа линии низкого давления топливной системы дизеля.

В качестве примера рассмотрим топливную систему дизеля Д-243 (трактора Беларус-920). При расчётах принята высота столба топлива в баке максимальной, а вакуумметрическое давление, создаваемое ТПН, равным 12 кПа, что является минимальным для ТПН по ГОСТ 15829-77Е, необходимым для получения номинальной объёмной подачи ТНВД [16]. При расчёте суммарных потерь от местных гидравлических сопротивлений учитывали: сетчатый фильтр на выходе из бака, вход из бака в топливопровод, кран пробочный, тройник, вход в штуцер ФГО, внезапное расширение в ФГО, сетчатый фильтр ФГО, плавное сужение фильтрующего элемента ФГО, выход из штуцера ФГО, вход в штуцер ТПН, а также плавные повороты трубопроводов.

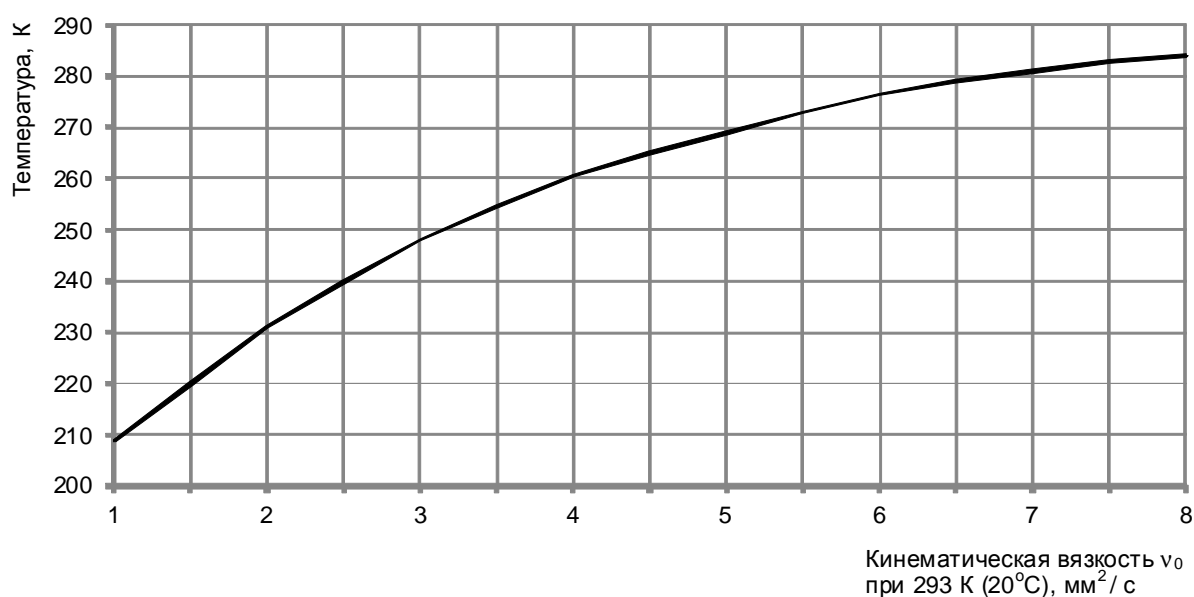


Рисунок 2. — Зависимость минимальной температуры прокачивания дизельного топлива от его кинематической вязкости ν_0 при 293 К (20°C)

В результате расчётов по формулам (13—16) и (12) получена зависимость минимальной температуры топлива (для топливной системы дизеля Д-243) от кинематической вязкости при $t + 20^{\circ}\text{C}$ (293 К), при которой возможна нормальная работа топливной системы (рисунок 2).

Для определения минимальной температуры дизельного топлива, при которой возможна нормальная работа системы топливоподачи, необходимо на оси абсцисс (см. рисунок 2) отметить значение вязкости топлива при 293 К, восстановить в выбранной точке перпендикуляр до пересечения с полученной кривой и снести это значение на ось ординат, где и определится искомая температура.

Нами были проведены стендовые испытания топливной системы дизеля Д-243 в условиях отрицательных температур на стенде КИ-22205. Цель исследований заключалась в определении минимальной температуры дизельного топлива, при которой разрежение на всасывании ТПН не превышало 12 кПа. Испытания проводились на трёх образцах дизельных топлив марки «Л» с кинематической вязкостью 4,5 мм²/с; 5,0 мм²/с и 6,0 мм²/с (при 293 К) соответственно. В результате эксперимента было определено, что для топлива с кинематической вязкостью при 293 К (+20°C), равной 4,5 мм²/с, разрежение перед ТПН начинает превышать минимально допустимое при температуре топлива -8°C (265 К), для топлива с вязкостью 5,0 мм²/с — при -5°C (268 К), и для топлива с вязкостью 6,0 мм²/с — при $+1^{\circ}\text{C}$ (274 К).

Таким образом, данные, полученные экспериментально и теоретически, хорошо согласуются. Поэтому формула (12) может быть рекомендована для расчёта минимальной температуры топлива, при которой возможна нормальная работа линии низкого давления автотракторного дизеля без разрывов потока топлива.

Заключение. Процесс образования парафинов в дизельном топливе марки «Л» носит непрерывный характер в температурном интервале от $+28^{\circ}\text{C}$ до -28°C . Полученная теоретическая зависимость позволяет определить минимальную температуру дизельного топлива, при которой возможна работа топливной системы дизеля без дополнительных нагревательных устройств.

Список цитируемых источников

1. Улучшение пусковых качеств автотракторных дизелей в зимний период эксплуатации : моногр. / А. Н. Карташевич [и др.]. Горки : БГСХА, 2005. 172 с.
2. Карташевіч А. М., Кажушка В. К. Працэс утварэння крышталяў парафінаў у дызельным паліве // Весці Акадэміі аграрных навук Беларусі. 1994. № 1. С. 115—117.
3. Система облегчения работы дизеля при низких температурах : пат. ВУ № 1766 U F 02M 31/00, F02N 17/00 ; заявл 18.03.02 ; опубл. 22.03.04, Бюл. № 2, 23 с. ; Система защиты топливной аппаратуры дизеля : пат. ВУ № 1767 U F 02B 77/00 ; заявл 18.03.02 ; опубл. 22.03.04, Бюл. № 2, 23 с. ; Подогреватель дизельного топлива : пат. 2007609 РФ, МКИ F-02 M 31/12 ; № 4896914/ 06 ; заявл. 26.12.90 ; опубл. 15.02.94 ; Бюл. № 3.
4. Штеренлихт Д. В. Гидравлика. М. : Энергоатомиздат, 1984. 640 с.
5. Там же.
6. Там же.
7. Справочник по гидравлическим расчётам / под ред. П. Г. Киселёва. М. : Энергия, 1974. 312 с.
8. Там же.
9. Там же.
10. Там же.
11. Штеренлихт Д. В. Гидравлика. 640 с.
12. Там же. ; Справочник по гидравлическим расчётам / под ред. П. Г. Киселёва. 312 с. ; Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М. : Энергоатомиздат, 1990. 367 с.
13. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление : справ. пособие. М. : Энергоатомиздат, 1990. 367 с.
14. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы / Т. М. Башта [и др.]. М. : Машиностроение, 1982. 423 с.
15. Там же.
16. Фаннлейб Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей : справ. Л. : Машиностроение, 1990. 352 с.

The research showed that the process of paraffin shift in diesel fuel of the brand “L” has a continuous character in a temperature interval from $+28^{\circ}\text{C}$ to -28°C .

In the work the theoretical dependence allowing to determine the minimum temperature of diesel fuel has been fixed.

Key words: tractor, diesel engine, diesel fuel, viscosity, hardening temperature, crystals of hydrocarbons, line of low pressure, fuel pump, filter of rough cleaning.

УДК 629.114.2.004.5

А. Н. Карташевич, О. В. Понталёв, А. В. Гордеенко

Учреждение образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», Горки

АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА КОНТРОЛЯ УРОВНЯ МАСЛА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Рассмотрена возможность внедрения в конструкцию дизельного двигателя системы автоматического контроля уровня и расхода масла на «угар».

Ключевые слова: конденсаторный датчик уровня, масло, дизельный двигатель.

Введение. Постоянный контроль технического состояния автотракторных средств при эксплуатации в агропромышленном комплексе имеет ограниченные возможности, поэтому различные дефекты обнаруживаются только после полной потери работоспособности или при значительном нарушении технических характеристик. Всё это увеличивает время простоя техники в ремонте и трудозатраты на её обслуживание до 40%, снижает уровень надёжности и долговечности, а эксплуатация автотранспортных средств с не выявленными, но присутствующими дефектами увеличивает расход топлива и смазочных материалов [1, с. 188].

Исправная работа системы смазки и хорошее качество масла имеют большое значение для безотказной и длительной работы двигателя без ремонта.

При недостаточной смазке двигатель перегревается, заклиниваются поршни в цилиндрах, вылавливаются подшипники. При слишком обильной смазке масло проникает в камеры сгорания, где сгорает, и в результате на днищах поршней, на стенках камер сгорания и клапанах отлагается нагар, что приводит к ухудшению теплового баланса двигателя, и, соответственно, уменьшается время наработки двигателя без ремонта.

Уровень масла в поддоне картера двигателя оказывает существенное влияние на его работоспособность. Высокий уровень масла приводит к образованию при вращении коленвала масляной пены. Вместе с прорываемыми газами масляная пена и растущий объём масляного тумана попадает через систему вентиляции во впускной тракт двигателя и при отсутствии масляного сепаратора поступает в камеру сгорания. При этом происходит нарушение процесса смесеобразования и сгорания топлива в цилиндрах двигателя. При уровне масла ниже допустимого происходит падение давления в главной масляной магистрали, что вызывает ухудшение смазывания наиболее нагруженных узлов двигателя и, соответственно, приводит к уменьшению ресурса двигателя.

Двигатели внутреннего сгорания при нормальной работе потребляют некоторое количества масла, идущего на «угар», расход которого зависит от типа двигателя, нагрузки, частоты вращения и других факторов.

В большинстве двигателей «угар» масла возрастает при повышении частоты вращения, а при постоянной частоте вращения увеличивается пропорционально нагрузке.

Методы измерения расхода масла в двигателях не стандартизованы, но некоторые фирменные спецификации на моторные масла, допускаемые к применению, содержат указания о предельных значениях расхода масла на «угар» при определённых режимах работы двигателей. В современных автомобильных двигателях считается нормальным расход масла порядка 0,1...0,3% от расхода топлива. Для дизельных двигателей этот параметр существенно больше (от 0,8 до 3,0%).

Причины повышенного расхода масла можно разделить на две группы — штатный и нештатный. Штатный расход определяет выгорание масла с поверхности цилиндров, вынос масла на впуск двигателя через систему вентиляции картера, расход на смазывание турбокомпрессора, протекание масла

через различные уплотняющие элементы. Нештатный расход масла зависит от протекания через сальники коленчатого вала, прокладку блока цилиндров, прокладку масляного фильтра, маслоотражательные колпачки клапанов двигателя, от износа маслосъёмных поршневых колец, перегрева и закоксовывания поршневых колец, разрушения межклапанных перемычек поршня, повышенного износа цилиндров, высокой вязкости смазочного масла, некачественного моторного масла, позднего сгорания в цилиндрах двигателя, неблагоприятных режимов эксплуатации двигателя, износа топливного насоса высокого давления.

Для более точного контроля уровня масла и величины его расхода при работе двигателя в легковых автомобилях ряда марок (Audi, Renault, Opel, BMW, Mercedes и многих других) используются датчики уровня масла, начиная от простых (поплавкового типа, индикатора уровня масла в комплексе и др.) до приборов, оснащённых лазерным индикатором.

Механический датчик является самым простым и наиболее широко используемым индикаторным устройством. Принцип действия магнитного, механического и других датчиков уровня поплавкового типа предполагает открытие или закрытие механического переключателя через прямой контакт с коммутатором или магнитным механизмом.

Электрическим датчиком пневматического типа контролируют уровень в опасных условиях, там, где нет электроэнергии или её использование ограничено, и в приспособлениях, работающих со сложными и агрессивными материалами.

Ультразвуковые датчики уровня предназначены для бесконтактного измерения уровня жидкостей высокой вязкости, а также сыпучих материалов. Датчики излучают высокочастотные (от 20 до 200 кГц) акустические волны, которые отражаются обратно к чувствительному элементу контролирующего устройства. Повышенная вибрация, пена, конденсат, химические испарения и изменение концентрации измеряемого материала влияют на результат работы ультразвукового датчика. Вибрация и пена искажают звуковую волну, в результате показания сенсора отличаются от действительных. Конденсат и химические испарения также могут искажать или поглощать звуковую волну.

Поскольку большинство масел имеют изолирующие свойства, датчики уровня проводящего типа редко используются для двигателей автомобилей. Электродные датчики идеально подходят для определения уровня для различных токопроводящих жидкостей (например, воды) и особенно хорошо — для очень агрессивных жидкостей [2, с. 141].

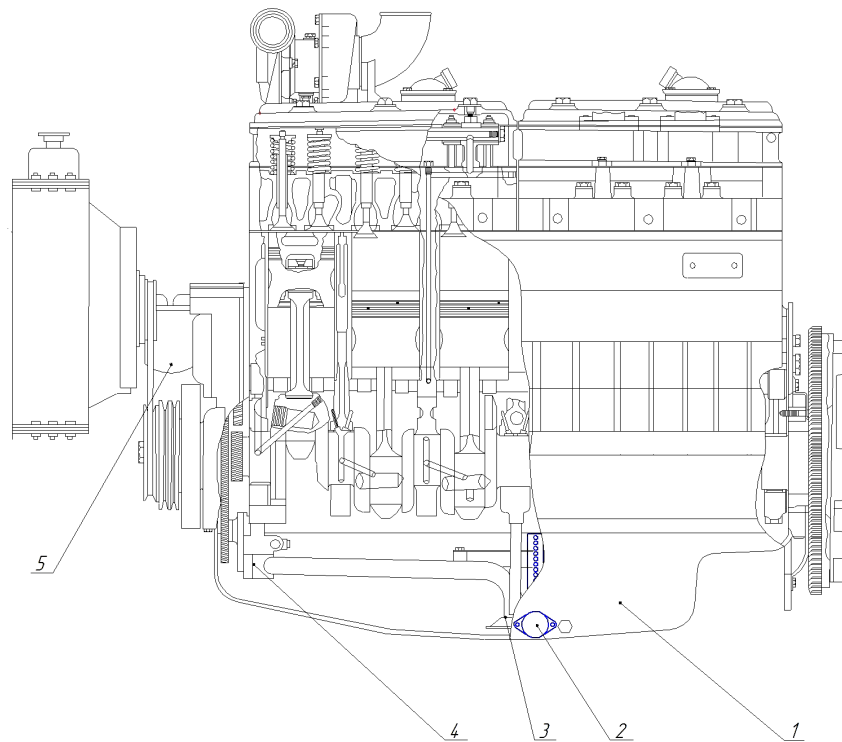
Основная часть. Отечественные дизельные двигатели, используемые в тракторостроении, оснащены системой ручного контроля уровня масла с помощью масляного щупа. Данный способ позволяет контролировать лишь предельно допустимые уровни масла, что не всегда является удобным, так как сложно определить расход масла на «угар». Поэтому для решения проблемы контроля уровня масла и величины его расхода предлагается система контроля, состоящая из датчика уровня конденсаторного типа и регистрирующего устройства.

Датчик уровня масла устанавливается в поддон картера дизельного двигателя Д 260.1 (рисунок 1).

Основным рабочим органом датчика (рисунок 2) являются две обкладки 1, между ними находится масло, уровень которого влияет на величину ёмкости датчика. Масло в колпак 3 датчика попадает через вертикальные отверстия в зависимости от его уровня в поддоне картера двигателя.

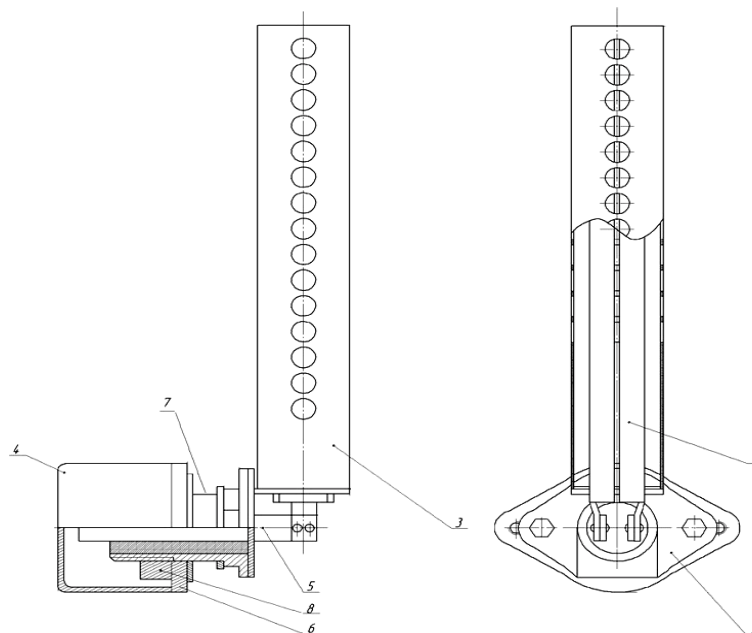
Электрическая схема контроля уровня масла работает следующим образом (рисунок 3). Генератор синусоидальных колебаний 1 вырабатывает переменное напряжение, вызывающее на конденсаторе 4 (датчике уровня масла) падение потенциала, значение которого будет зависеть от его ёмкости ($R_c = 2\pi fc$, где f — частота, c — ёмкость). Далее, с прохождением через светодиод 5 оптопары, происходит выпрямление синусоидального напряжения в пульсирующее с положительной амплитудой, и падение потенциала U_1 преобразуется светодиодом 5 в оптическое излучение, падающее на фоторезистор 6.

В данной схеме стабилизатор тока содержит операционный усилитель 10, работающий в режиме повторителя напряжения, стабилитрон 9, обеспечивающий опорное напряжение U_2 , полевой транзистор 8 и фоторезистор 6. Напряжения на стабилитроне 9 и фоторезисторе 6 одинаковы и противоположно направлены, а стабилизируемый ток равен U_2 / R_2 .



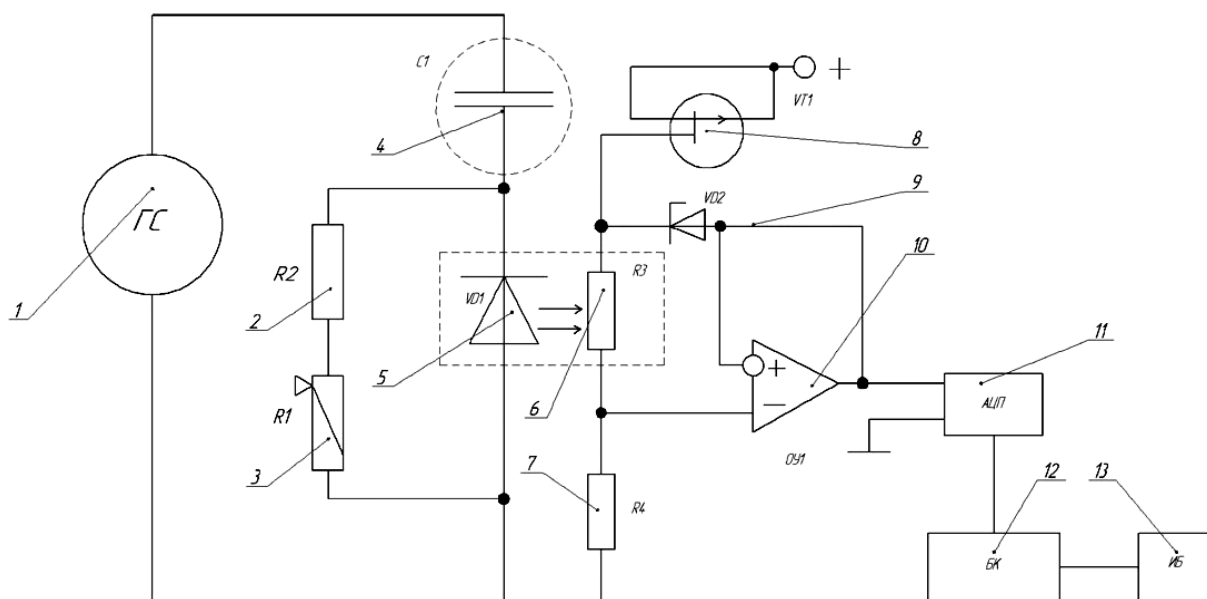
1 — поддон картера двигателя; 2 — датчик уровня масла; 3 — сетчатый фильтр с маслоприёмником; 4 — масляный насос; 5 — масляный фильтр

Рисунок 1. — Двигатель Д 260.1



1 — обкладка конденсаторного датчика; 2 — стакан крепёжный; 3 — колпак; 4 — крышка; 5 — контактная пластина; 6 — пластина крепёжная; 7 — корпус; 8 — гайка

Рисунок 2. — Датчик уровня масла



1 — генератор синусоидальных колебаний; 2, 7 — постоянный резистор; 3 — переменный резистор; 4 — конденсатор (датчик уровня масла); 5 — светодиод; 6 — фоторезистор; 8 — полевой транзистор; 9 — стабилитрон; 10 — операционный усилитель; 11 — аналого-цифровой преобразователь; 12 — бортовой компьютер

Рисунок 3. — Электрическая схема контроля уровня масла

Суммарный ток через стабилитрон 9 и фоторезистор 6 задаётся источником тока, построенным на полевом транзисторе 8, у которого затвор соединён с истоком. Выходное напряжение, снимаемое с операционного усилителя 10, имеющее величину U_2 , подаётся на вход аналого-цифрового преобразователя 11 и преобразуется в цифровой код, поступающий в бортовой компьютер 12, который дополнительно фиксирует период появления пульсирующего напряжения с датчика уровня масла.

Определение уровня масла производится автоматически перед началом работы, после включения электропитания при неработающем двигателе.

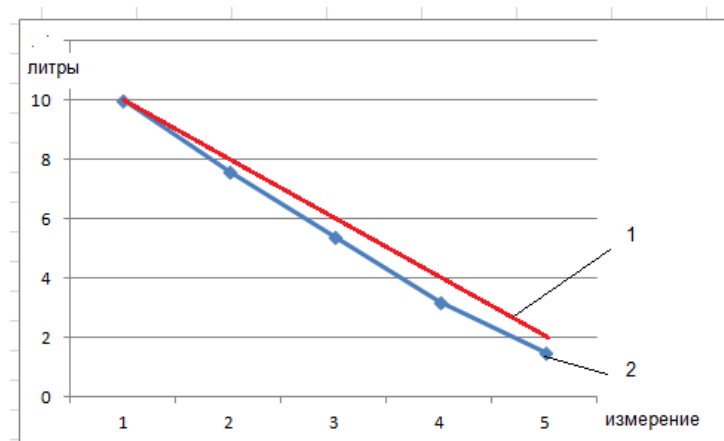
С помощью переменного резистора 3 происходит установка электрической схемы, системы контроля уровня масла в рабочее состояние, и на дисплее бортового компьютера появляется надпись «Устройство готово к работе».

При изменении уровня масла меняется ёмкость конденсатора (датчика уровня масла), что влияет на величину оптического излучения, падающего на фоторезистор. Всё это фиксируется бортовым компьютером, в соответствии с заложенной программой происходит оценка изменения величины уровня масла в двигателе.

Геометрические размеры системы контроля уровня масла подбираются таким образом, чтобы при наличии необходимого уровня масла в двигателе на экране бортового компьютера 12 горела надпись «Масло 100%».

Испытания датчика уровня масла проводились на кафедре тракторов и автомобилей учреждения образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. Одновременно с конденсаторным датчиком уровень масла контролировался объёмным датчиком (мерный сосуд).

Результаты проведённого тестирования конденсаторного датчика уровня масла позволяют сделать вывод о его работоспособности с достаточно высокой степенью точности проводимых измерений (рисунок 4).



1 — графическая зависимость изменения уровня масла, определённая с помощью объёмного датчика; 2 — графическая зависимость изменения уровня масла, определённая с помощью конденсаторного датчика

Рисунок 4. — Результаты экспериментальных исследований

Заключение. Предложенная модернизация системы смазки двигателя позволит в эксплуатационных условиях повысить эффективность использования тракторных двигателей, увеличить срок их службы при снижении эксплуатационных затрат за счёт более рационального использования горюче-смазочных материалов и температурного баланса двигателя.

Список цитируемых источников

1. Понталёв О. В. Предлагаемые схемы измерительных устройств в системе контроля технического состояния трактора // Вестник БарГУ. 2013. № 1. С. 188—193.
2. Соснин Д. А., Яковлев В. Ф. Новейшие автомобильные электронные системы. М. : СОЛОН-Пресс, 2005. 240 с.

The article examines the impact of oil level on the performance of the diesel engine. The analysis of possibilities of using different designs of level sensors and the elaborated automatic control system of the diesel engine oil level in which the executive converter uses the capacitor sensor has been put forward.

Key words: capacitor level sensor, oil, diesel engine.

УДК 631.354:004.451.7

А. В. Клочков, С. С. Шкуратов

Учреждение образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», Горки

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СТЕБЛЕПОДЪЁМНИКА ДЛЯ ПОВЫШЕННОЙ ВЫСОТЫ СРЕЗА РАСТЕНИЙ КОМБАЙНОМ

Важным фактором при уборке зерновых культур является полнота сбора урожая. Определены возможности снижения потерь зерна при эффективном использовании устройств для подъёма стеблей. Рассмотрены их параметры с учётом размеров растений. Определены зависимости взаимосвязи размеров с учётом повышенной высоты среза растений. В этом случае имеется возможность увеличить подачу колосьев с зерном к молотильному устройству, что не только приведёт к снижению потерь, но и позволит повысить производительность комбайна.

Ключевые слова: устройства для подъёма стеблей, параметры растений, режущий аппарат, узлы жатки.

Введение. Повышение производительности и снижение потерь зерна при комбайновой уборке является важнейшей технологической задачей. Этого можно достичь при подаче на обмолот и дальнейшую обработку только той части растений, которая содержит зерно. При этом должны быть обеспечены условия для недопущения потерь урожая, на что основное влияние оказывает работа стеблеподъёмников в сочетании с воздействием режущего аппарата и мотовила. Параметры этих устройств и их взаимное расположение должны выбираться с учётом размерных характеристик убираемых культур и состояния поля.

Этой проблеме уделялось внимание многих исследователей [1] ввиду её большого практического значения. В составе агропромышленного комплекса Беларуси насчитывается около 11 тысяч зерноуборочных комбайнов, 96,4% из этих машин принимали участие в уборочной кампании 2014 года. Состав комбайнового парка формировался на протяжении длительного периода и в настоящее время характеризуется достаточно большим разнообразием моделей как отечественного, так и импортного производства. После 2010 года существует тенденция сокращения числа работавших комбайнов при одновременном росте удельных намолотов. Одновременно растут и урожаи зерна, что ещё более обостряет задачу полноты сбора урожая.

Основная часть. Процесс комбайновой уборки регламентируется [2] определёнными параметрами потерь (таблица 1).

Потери от естественного осыпания зерна не относятся к потерям зерноуборочных комбайнов и являются характеристикой убираемых посевов. Они зависят от вида и сорта культуры, влажности соломы и зерна и других условий. При контроле потерь на поле, на котором производится уборка, необходимо выделить участок площадью 1 м² и вручную собрать на нём осыпавшееся зерно. Это и есть искомые потери (г / м² или зёрен / м²).

Т а б л и ц а 1. — Допустимые потери урожая при различных условиях уборки

Вид потерь	В процентах	
	Количество	
За жаткой при степени полеглости до 20%, не более	0,5	
За жаткой при степени полеглости более 20%, не более	1,5	
За молотилкой, не более	1,5	
Общие потери за комбайном:		
– при уборке прямостоящих растений, не более	2,0	
– при уборке полеглых растений, не более	3,0	

Ответственную роль в предотвращении потерь урожая играют стеблеподъемники, функция которых заключается в устойчивой и упорядоченной подаче всех растений в зону действия граблин мотобила и режущего аппарата.

Рассмотрим вариант уборки прямостоящих растений зерновых колосовых культур, при котором можно выделить ряд участков, подвергающихся различному технологическому воздействию (рисунок 1).

Общая длина растения H может рассматриваться как состоящая из длины колосовой (метёлочной) части l_1 ; участка l_2 для захвата граблиной мотобила; части стебля l_3 , которая может быть оставлена на поле; высоты стерни l_4 ; части стерни l_5 с учётом неровностей поверхности поля.

При этом необходимо учитывать следующие общие условия работы: 1) обеспечение минимального поступления на обмолот соломистой части растений; 2) граблины мотобила при взаимодействии с растениями должны проходить ниже колосьев (метёлок) или зоны расположения стручков крестоцветных культур; 3) общая высота растений H для выбора необходимого расположения мотобила; 4) оставляемая высота стерни и остающихся на поле частей соломы не должна препятствовать последующей их заделке в почву почвообрабатывающими орудиями (дискатором, плугом); 5) неровности поверхности поля не должны вызывать задевания за них носков стеблеподъемников.

Для определения типичных неровностей поверхности почвы были проведены специальные исследования с профилированием полей [3]. В типичных условиях Горецкого района Могилёвской области на базовой длине 12 м отмечаются поперечные неровности почвы, которые характеризуются средним квадратическим отклонением σ около 30 мм, а в продольном направлении — около 20 мм. С учётом закона нормального распределения можно считать, что абсолютное большинство неровностей будет находиться в пределах $\pm 3\sigma$. Тогда высота расположения носков стеблеподъемников, учитываемая параметром l_5 , может составлять 60...90 мм.

Важными определяющими параметрами являются размерные характеристики убираемых растений. Установлено [4], что параметры растений зерновых колосовых и крестоцветных культур в зависимости от вида и сортовых особенностей характеризуются определённой изменчивостью с коэффициентом вариации в пределах 13,8...32,7%. Высота зерновых колосовых составляет 878...1 086 мм, а длина колоса находится в пределах 81,0...93,3 мм. Приведённые данные (таблица 2) позволяют выбирать при комбайновой уборке требуемую высоту среза с учётом минимального поступления стеблевой части растений.

Таким образом, с учётом рассмотренных условий, кроме стерни на поле может быть оставлена часть стеблей соломы длиной 250...740 мм.

Определённые особенности имеет уборка посевов крестоцветных культур. Растения озимого и ярового рапса, а также сурепицы имеют в верхней части стебля разветвлённую крону боковых побегов с семенными стручками. Все они должны быть срезаны и поданы на обмолот. При этом определяющим параметром является расстояние h_p от почвы до нижнего разветвления (рисунок 2). Установлено, что

средняя высота растений крестоцветных культур равна примерно 1 410 мм, а расстояние h_p от почвы до нижнего бокового побега составляет 393...476 мм.

В целях исключения потерь урожая и обеспечения минимальной загрузки молотилки стеблями растений выбор параметра высоты установки верхнего режущего аппарата должен производиться с учётом условия

$$H = h_p \pm 3\sigma,$$

где σ — среднее квадратическое отклонение параметра растений для крестоцветных культур.

На регуляторе положения опорно-копирующих башмаков необходимо предусмотреть соответствующую регулировку в пределах, обеспечивающих работу без потерь урожая. Ко времени уборки растения рапса

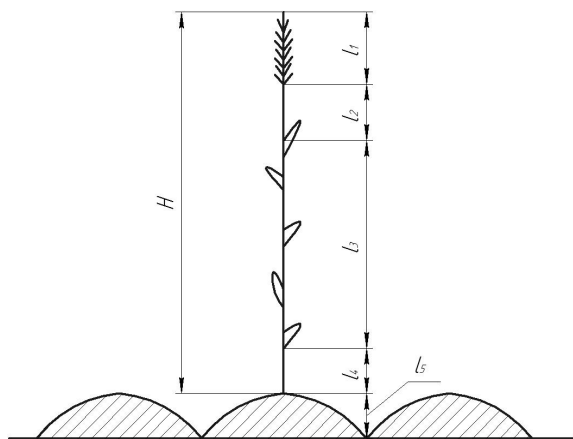


Рисунок 1. — Схема растения зерновых колосовых культур с характерными участками

Т а б л и ц а 2. — Размеры характерных участков растений зерновых колосовых культур, мм

Параметр	Минимальный	Максимальный	Средний
Высота растений H	878	1086	982
Длина колоса l_1	81	93	87
Участок l_2 по конструкции мотовила	150	250	200
Участок l_4 по высоте среза жаткой (установка башмаков)	55	195	125
Участок l_5 по условиям неровностей поля	60	90	75
Участок l_3 остающейся части стебля	250	740	495

Примечание. Размеры округлены до целых значений.

и сурепицы, как правило, наклоняются в виде сплошного массива. При этом устойчивые нижние части стеблей не допускают полегания, и скашивание обычно осуществляется жаткой без стеблеподъемников. С учётом установленных размеров крестоцветных культур их срез без потери урожая может производиться ниже высоты расположения нижнего бокового стебля.

Согласно установленным параметрам убираемых растений, должно быть обеспечено исключение потерь урожая даже в случае полеглости растений. Основную роль здесь выполняют стеблеподъемники, параметры которых должны соответствовать реальным условиям уборки. Рассмотрим схему взаимодействия полеглого растения с рабочей поверхностью AD стеблеподъемника (рисунок 3).

Выделенные ранее (см. рисунок 1) участки стебля $l_1; l_2; l_3; l_4; l_5$ позволяют определить основные параметры стеблеподъемника.

При движении стеблеподъемника в направлении Q стебель располагается под углом $\alpha - \varphi$ к горизонту. Угол $\alpha = 90^\circ - \beta$ связан с наклоном рабочей поверхности AD к опорной плоскости AO_2C . Значение угла β определяется известной зависимостью из теории клина

$$\beta < \pi / 2 - \varphi,$$

где φ — угол трения стеблей по стеблеподъемнику.

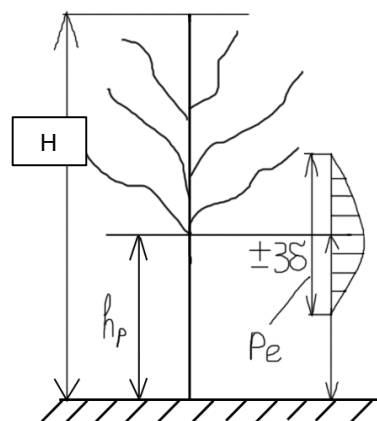


Рисунок 2. — Схема расположения боковых побегов крестоцветных культур

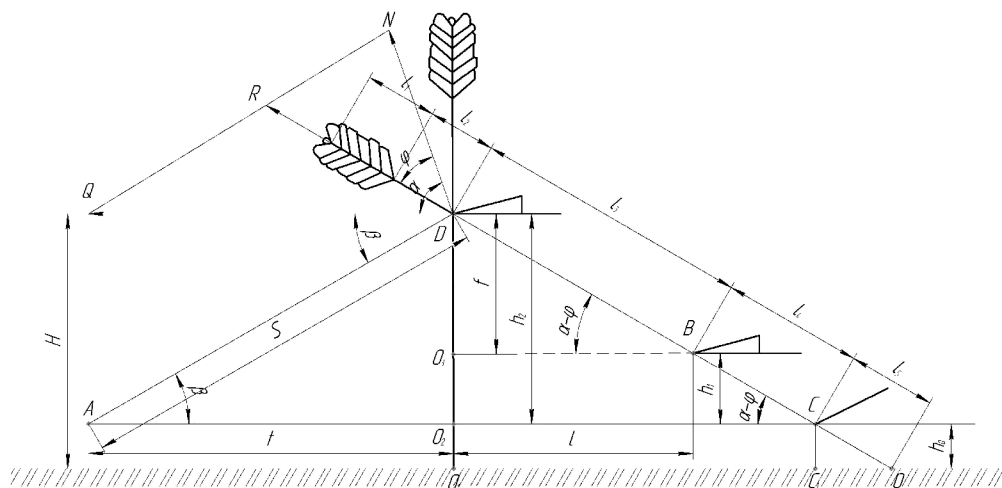


Рисунок 3. — Схема взаимодействия стеблеподъемника с растениями

Для солоmistых материалов установленные значения угла трения находятся в пределах $14...29^\circ$, тогда угол β не должен превышать $61...76^\circ$. Однако в реальности условия работы стеблеподъёмников осложняются спутанностью стеблей, и в известных конструкциях стеблеподъёмников угол β составляет около $15...20^\circ$.

Тогда из $\triangle ADC$ (см. рисунок 3) по теореме синусов определим

$$\frac{l_3 + l_4}{\sin \beta} = \frac{S}{\sin(\alpha - \varphi)}.$$

Поскольку $\alpha = 90^\circ - \beta$, тогда длина верхней грани AD стеблеподъёмника составит

$$S = \frac{[(l_3 + l_4)] \cdot \cos(\beta + \varphi)}{\sin \beta}.$$

Расчёты по приведенной зависимости с учётом установленных параметров входящих величин позволяют определить минимальную S_{\min} , максимальную S_{\max} и среднюю $S_{\text{сред}}$ длину рабочей поверхности стеблеподъёмника (рисунок 4).

Тогда вынос t носка стеблеподъёмника (см. рисунок 3) относительно режущего аппарата составит

$$t = S \cdot \cos \beta = (l_3 + l_4) \cdot \cos(\beta + \varphi) \cdot \operatorname{ctg} \beta.$$

Высота h_2 расположения точки D (см. рисунок 3) верхней кромки стеблеподъёмника составит

$$h_2 = S \cdot \sin \beta = (l_3 + l_4) \cdot \cos(\beta + \varphi).$$

Рабочая поверхность AD стеблеподъёмника может быть выполнена по вогнутой кривой, кривизна r которой связана с радиусом R мотовила, при этом

$$r = R + l_2.$$

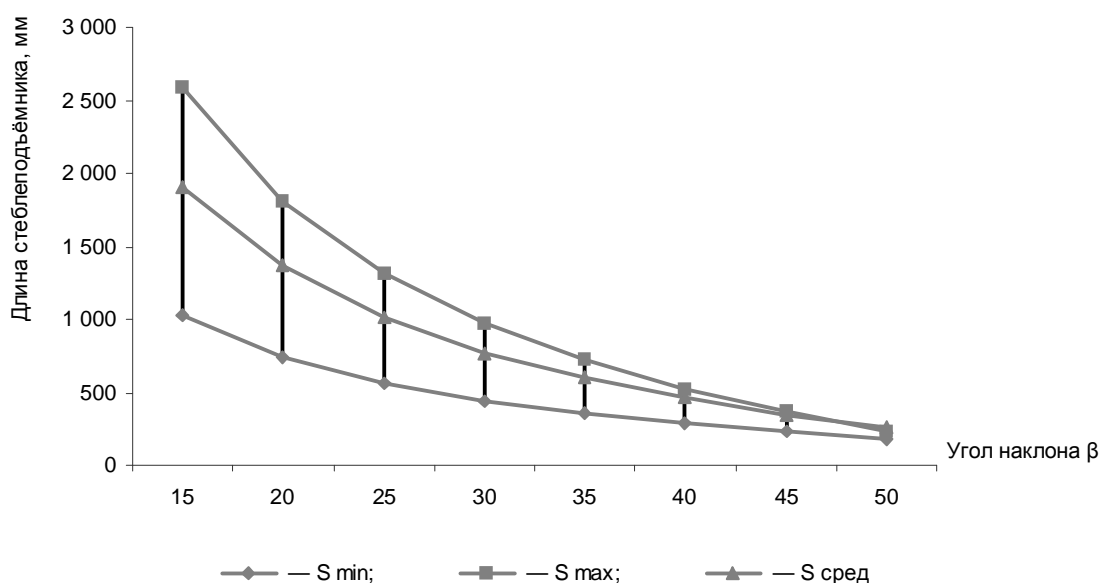


Рисунок 4. — Расчётная длина рабочей кромки стеблеподъёмника в зависимости от угла установки

В случае среза растений в точке D на поле остаётся значительная часть стеблей, что может затруднить последующую работу почвообрабатывающих орудий. Поэтому следует предусмотреть установку на жатке дополнительного режущего аппарата для среза стеблей в точке B . Тогда часть массы соломы пройдёт между нижним и верхним режущими аппаратами и останется на поле с перспективой последующей заделки в почву. Дополнительным результатом является уменьшение нагрузки на соломоизмельчающий аппарат зерноуборочного комбайна в варианте его использования.

Заключение. Важным фактором при уборке зерновых культур являются потери зерна. Снизить потери при увеличении производительности комбайна можно при подаче на обмолот только колосовой части растений. Рациональное расположение граблин мотовила и стеблеподъёмников на жатке особенно актуально при уборке полеглых участков. В этом случае имеется возможность увеличить высоту среза и, соответственно, увеличить подачу колосьев с зерном к молотильно-сепарирующему устройству. Это существенно снизит потери и позволит увеличить производительность комбайнов.

От правильности выбора геометрических параметров стеблеподъёмников во многом зависит количество неубранных растений, высота среза, скорость движения комбайна. Обоснование параметров их ориентации относительно мотовила и режущего аппарата актуально и требует дополнительного экспериментального исследования.

Список цитируемых источников

1. Гольяпин В. Я. Анализ пропускной способности зерноуборочных комбайнов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2002. № 12. С. 17—22. ; Жалнин Э. В. Расчёт основных параметров зерноуборочных комбайнов. М. : ВИМ, 2001. 105 с. ; Липкович Э. И. Процессы обмолота и сепарации в молотильных аппаратах зерноуборочных комбайнов. Черноград, 1973. 168 с. ; Клочков А. В. Сравнительная оценка зерноуборочных комбайнов по удельным энергетическим показателям // Вестник БГСХА. 2006. № 2. С. 112—115. ; Клочков А. В., Штотц Л.-П. Перспективы совершенствования парка зерноуборочных комбайнов в Республике Беларусь // Вестник БГСХА. 2007. № 3. С. 101—105.
2. Жалнин Э. В. Расчёт основных параметров зерноуборочных комбайнов. ; Липкович Э. И. Процессы обмолота и сепарации в молотильных аппаратах зерноуборочных комбайнов.
3. Клочков А. В. Показатели поперечной и продольной выравненности поверхности полей в условиях Горецкого района // Вестник БГСХА. 2007. № 4. С. 125—128.
4. Клочков А. В., Клочкова О. С., Соломко О. Б. Параметры растений зерновых колосовых и крестоцветных культур с обоснованием высоты среза при уборке // Вестник БГСХА. 2015. № 1. С. 63—66.

The important factor at cleaning of grain crops is completeness of harvesting. Possibilities of decrease in losses of grain are defined at an effective utilisation of devices for lifting of stalks. Their parameters taking into account the sizes of plants are considered. Dependences of interrelation of the sizes taking into account the raised height of a cut of plants are defined. In this case there is a possibility to increase giving of ears with grain to molotilny to the device that will result not only in decrease in losses, but also will allow to raise productivity of a combine.

Key words: devices for lifting of stalks, parameters of the plants, the cutting device, harvester knots.

УДК 631.365

В. Е. Круглень, А. С. Алексеенко, В. И. Коцуба

Учреждение образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», Горки

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТЁРА-ЗАГРУЗЧИКА КАРУСЕЛЬНОЙ СУШИЛКИ

Приведены результаты теоретических исследований получения переменной скорости движения транспортёра-загрузчика карусельной сушилки с помощью троса, наматываемого на вал, вращающийся с постоянной угловой скоростью. Получены теоретические зависимости для определения скорости движения транспортёра, радиуса вала и диаметра троса.

Ключевые слова: транспортёр-загрузчик, скорость движения, время намотки троса, угол намотки троса.

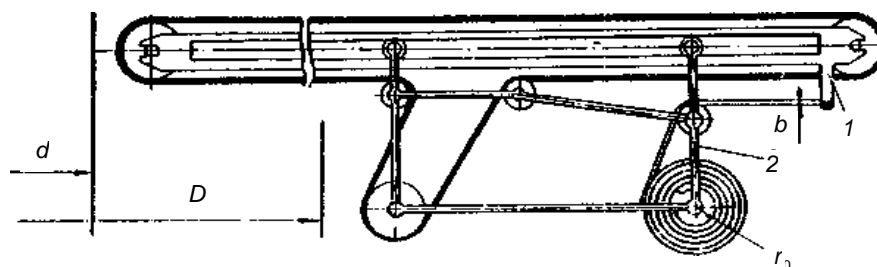
Введение. Льноводство является одной из важнейших отраслей сельского хозяйства нашей страны и имеет большое значение для развития экономики сельскохозяйственных предприятий. Подходящие почвенные и климатические условия, материально-техническая база, подготовленные кадры и благоприятная конъюнктура мирового рынка дают основания считать, что производство льна у нас экономически выгодно.

В процессе эксплуатации льноприёмных пунктов выявлен ряд недостатков. Низкая производительность отделения приёма вынуждает разгружать ворох на площадки временного хранения, грузить его в транспортные средства и подавать в линию. В результате этого возрастают затраты труда, стоимость обработки, потери зерна, его порча.

Не совсем эффективна загрузка сушильной камеры карусельной сушилки транспортёром-загрузчиком (рисунок 1), имеющим подвижную раму l , которая установлена на четырёх роликах его опорной рамы 2 с возможностью перемещения вдоль радиуса сушильной камеры выше её внешнего ограждения. Привод перемещения подвижной рамы установлен на опорной раме и снабжён цепью, которая одним концом наматывается на барабан привода радиусом r_0 , а другим соединена с подвижной рамой. Цепь с положительным ускорением перемещает подвижную раму к центру сушильной камеры, а в обратном направлении она движется благодаря силе трения грузонесущей ленты о лоток, по которому скользит последняя, причем отрицательное ускорение обратного хода также определяется диаметром приводного барабана и толщиной цепи.

Транспортёр-загрузчик должен обеспечивать равномерную по толщине слоя загрузку сушильной камеры. Однако на практике слой вороха, образующийся при загрузке у центра сушильной камеры, значительно выше слоя у внешнего ограждения. Неравномерность заполнения сушильной камеры достигает 45% [1].

В процессе эксплуатации карусельной сушилки выявлен существенный недостаток в конструкции загрузочного устройства: материал неравномерно распределяется по площади вращающейся платформы



D, d — диаметры внешнего и внутреннего ограждения сушильной камеры;
 b — толщина ленты транспортёра; r_0 — радиус барабана привода

Рисунок 1. — Схема транспортёра-загрузчика карусельной сушилки

сушильной камеры, что отрицательно сказывается на ресурсосбережении и качестве семян [2]. В целях устранения отмеченного недостатка были проведены теоретические исследования процесса загрузки сушиллки.

Основная часть. Лента транспортёра-загрузчика движется с постоянной скоростью, что обеспечивает прохождение за единицу времени постоянного количества материала, равного q ($q = \text{const}$), кг / с.

Рассмотрим один проход транспортёра, т. е. $0 \leq x \leq R_2 - R_1$ (рисунок 2).

Нами была определена зависимость скорости транспортёра V_p от времени τ_c , если транспортёр-загрузчик движется с постоянной скоростью и проходит путь от $x = R_1$ до $x = R_2$ за время T_0 [3]:

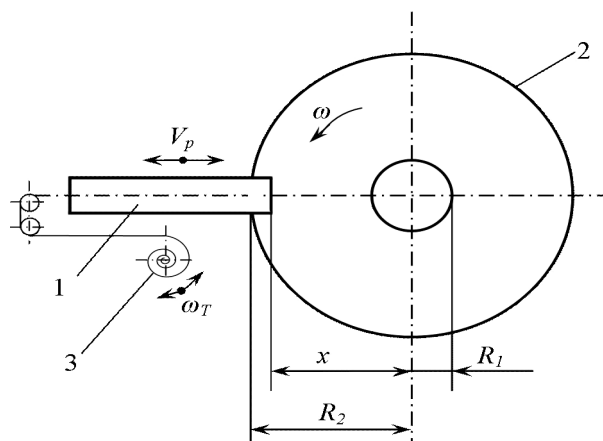
$$V_p = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2T_0 \cdot \sqrt{R_1^2 + \frac{R_2^2 - R_1^2}{T_0} \cdot \tau_c}} \quad (1)$$

Изучим возможность получения переменной скорости движения транспортёра с помощью троса диаметра d , наматываемого на вал радиусом который вращается с постоянной угловой скоростью ω_T . При этом каждый виток троса наматывается на предыдущий. На каждый полный поворот вала (угол поворота 2π) радиус намотки увеличивается на величину диаметра троса d .

Таким образом, намотанный на вал трос образует спираль, уравнение которой в полярных координатах имеет вид

$$r = r_0 + d \frac{\varphi_T}{2\pi},$$

где $\frac{\varphi_T}{2\pi}$ — число оборотов, а величина φ_T вычисляется по формуле $\varphi_T = \omega_T \cdot \tau_c$.



1 — транспортёр-загрузчик; 2 — сушильная камера карусельной сушилки; 3 — спиральная намотка привода транспортёра; R_1, R_2 — радиусы внутреннего и внешнего ограждения сушильной камеры, м; V_p — скорость движения рамы транспортёра-загрузчика, м/с; ω — угловая скорость платформы, c^{-1} ; ω_T — угловая скорость вала привода транспортёра-загрузчика, c^{-1}

Рисунок 2. — Схема для определения скорости движения транспортёра-загрузчика

Длина размотанного троса $L(\varphi_T)$ будет равна пути, который проходит транспортёр, т. е.

$$X = R_1 + L(\varphi_T).$$

Длина дуги кривой в полярных координатах вычисляется по формуле

$$L(\varphi_T) = \int_0^{\varphi_T} \sqrt{r^2 + r'^2} \cdot d\varphi_T = \int_0^{\varphi_T} \sqrt{\left(r_0 + d \frac{\varphi_T}{2\pi}\right)^2 + \frac{d^2}{4\pi^2}} d\varphi_T.$$

Вычисление этого интеграла приводит к сложным формулам. Упростим его, учитывая, что вторым слагаемым ввиду малости d в сравнении с 2π можно пренебречь.

То, что мы пренебрегаем вторым слагаемым, означает, что длину каждого нового витка мы считаем как длину окружности с новым радиусом r . При этом получим

$$L(\varphi_T) = \int_0^{\varphi_T} \left(r_0 + d \cdot \frac{\varphi_T}{2\pi}\right) d\varphi_T = r_0 \varphi_T + d \frac{\varphi_T^2}{4\pi}.$$

Время наматывания (разматывания) троса обозначим T_0 . Тогда полная намотка происходит при угле намотки

$$\Phi = \omega_T \cdot T_0.$$

Поскольку длина спирали при полной намотке равна пути $R_2 - R_1$, то должно выполняться соотношение

$$r_0 \cdot \omega_T \cdot T_0 + d \cdot \frac{(\omega_T \cdot T_0)^2}{4\pi} = R_2 - R_1. \quad (2)$$

При выборе параметров r_0 , d , ω_T необходимо соблюдение этого условия.

Закон движения $X(\tau_c)$ запишется в виде

$$X = R_2 - r_0 \cdot \varphi_T - \frac{d \varphi_T^2}{4\pi},$$

где φ_T — угол размотки, град.

Таким образом, при $\varphi_T = 0$, получаем $X = R_2$; при $\varphi_T = \Phi$ получаем $X = R_1$.

Чтобы время τ_c соответствовало движению от R_1 к R_2 , считаем, что $\varphi_T = \omega_T \cdot (T_0 - \tau_c)$. Тогда

$$X = R_2 - r_0 \cdot \omega_T \cdot (T_0 - \tau_c) - \frac{d \cdot \omega_T^2 \cdot (T_0 - \tau_c)^2}{4\pi}.$$

Найдём скорость движения:

$$V = \dot{X} = r_0 \omega_T + \frac{d \cdot \omega_T^2 \cdot (T_0 - \tau_c)}{2\pi}.$$

По условию (2)

$$r_0 \omega_T = \frac{R_2 - R_1}{T_0} - d \frac{\omega_T^2 T_0}{4\pi}. \quad (3)$$

Тогда

$$V = \frac{R_2 - R_1}{T_0} + \frac{d \cdot \omega_T^2 \cdot T_0}{4\pi} - \frac{d \cdot \omega_T^2 \tau_c}{2\pi}.$$

Для сравнения этой скорости со скоростью из выражения (1) примем T_0 равным 1. Обозначив $\frac{d\omega_T^2}{4\pi} = a$, и $R_2 - R_1 = 3$ м, получим

$$V = 3 + a - 2 \cdot a \cdot \tau_c. \quad (4)$$

Подберём a так, чтобы расхождения между V_p и V были минимальны, т. е. нам надо подобрать линейную функцию (4), близкую к значению формулы (1). Воспользуемся методом наименьших квадратов [4], т. е. необходимо подобрать a так, чтобы значение $J = \int_0^1 (V - V_p)^2 \cdot d\tau_c$ было минимальным. Это приводит к расчёту

$$J = \int_0^1 \left(3 + a - 2 \cdot a \cdot \tau_c - \frac{7,5}{\sqrt{1+15 \cdot \tau_c}} \right)^2 \cdot d\tau_c \rightarrow \min.$$

Тогда должно быть

$$\frac{dJ}{da} = 2 \cdot \int_0^1 \left(3 + a - 2 \cdot a \cdot \tau_c - \frac{7,5}{\sqrt{1+15 \cdot \tau_c}} \right) \cdot (1 - 2 \cdot \tau_c) \cdot d\tau_c = 0.$$

Значение интеграла в последнем выражении получим равным нулю, так как площади, ограниченные V и V_p , совпадают. Получим

$$\int_0^1 \left(3 \cdot \tau_c + a \cdot \tau_c - 2 \cdot a \cdot \tau_c^2 - \frac{7,5 \cdot \tau_c}{\sqrt{1+15 \cdot \tau_c}} \right) \cdot d\tau_c = 0.$$

Выполняя интегрирование, получим a , равное 1,8, откуда

$$d \cdot \omega_T^2 = 4 \cdot \pi \cdot 1,8 = 7,2 \cdot \pi. \quad (5)$$

Тогда по уравнению (3)

$$r_0 \omega_T = 3 - a = 1,2. \quad (6)$$

Из выражений (5) и (6), приняв T_0 равным 1, R_1 равным 1 м, R_2 равным 4 м, получим соотношение между d и r_0 :

$$\frac{d}{r_0^2} = 15,7.$$

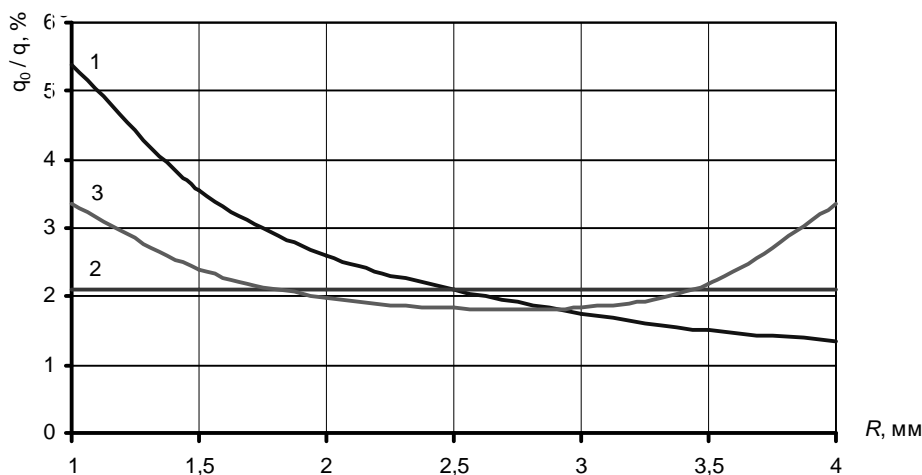
Например, если r_0 равно 0,03 м, то d равно 0,014 м и $\omega_T = 1,2 / r_0 = 40$.

Количество льновороха на единицу сушильной поверхности определяется по формуле

$$q_0 = \frac{q T_0}{\pi(R_2^2 - R_1^2)}. \quad (7)$$

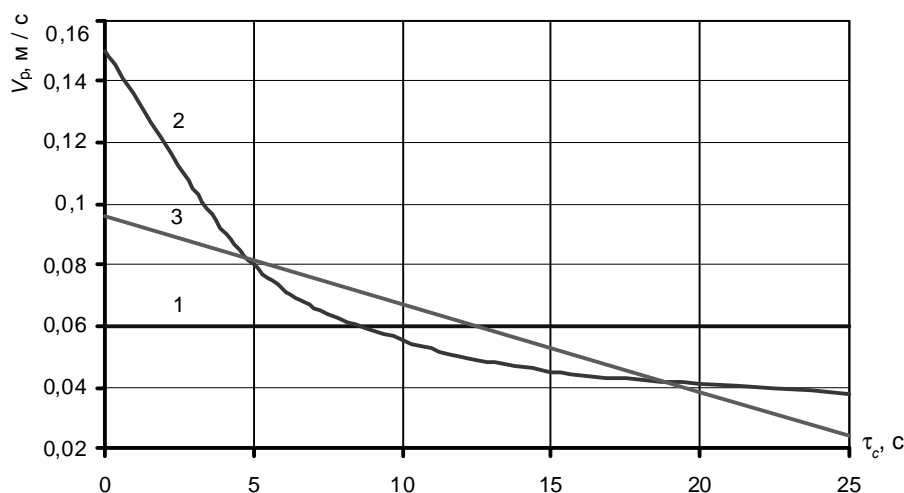
Выражение (7) позволяет определить количество льновороха, приходящегося на единицу поверхности сушильной камеры, если мы знаем количество льновороха, подаваемого транспортером q , и рабочий цикл рамы транспортёра T_0 .

Обозначим q_0 количество льновороха на единицу площади в процентах к количеству льновороха q , попадающего на всю площадь сушилки за время T_0 . Льноворох распределяется по радиусу сушилки и зависимости скорости движения транспортёра-загрузчика от времени (рисунки 3 и 4).



1 — равномерная скорость движения транспортёра-загрузчика; 2 — рациональная скорость движения; 3 — скорость движения при спиральной намотке троса

Рисунок 3. — Распределение льновороха по радиусу сушилки



1 — равномерная скорость движения; 2 — рациональная скорость движения; 3 — скорость движения при спиральной намотке троса

Рисунок 4. — Зависимость скорости движения транспортёра-загрузчика от времени сброса вороха

Анализ полученных зависимостей показывает, что количество льновороха при использовании существующего транспортёра-загрузчика по внутреннему радиусу сушильной камеры в 4,15 раза превышает количество льновороха по внешнему радиусу. При спиральной намотке троса неравномерность загрузки сушильной камеры составляет 4,8...14,3%, и скорость движения транспортёра при спиральной намотке троса в большей степени соответствует рациональной, обеспечивающей равномерное распределение вороха.

Заключение. Неравномерность заполнения сушильной камеры карусельной сушилки по толщине слоя в производственных условиях достигает 45%. Это приводит к непроизводительным потерям тепла с отработавшим агентом сушки. В результате теоретических исследований работы транспортёра-загрузчика карусельной сушилки были получены математические выражения для определения переменной скорости движения рамы транспортёра-загрузчика, обеспечивающей равномерность загрузки льновороха в сушильную камеру карусельной сушилки не менее 85% за счёт увеличения скорости движения рамы от периферии к центру с сохранением скорости подачи вороха на транспортёре.

Список цитируемых источников

1. Крючков Е. Н. Ресурсосберегающее досушивание семенного вороха клевера на сушилках карусельного типа : дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Горки, 1991. 173 л.
2. Обработка семенного вороха кормовых и технических культур / В. А. Шаршунов [и др.] // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1991. № 7. С. 9—10.
3. Определение скорости движения транспортёра-раздатчика для равномерной загрузки сушилки СКМ-1 / В. А. Шаршунов [и др.] // Inżynieria systemów bioagrotechnicznych: materiały 7 Międzynar. symp., Plock, maj 2001 r. / Politechnika Warszawska ; Komitet Naukowy: С. Cempel [et. al.]. Plock, 2001. S. 276—280.
4. Применение математических методов и ЭВМ. Планирование и обработка результатов эксперимента : учеб. пособие / А. Н. Останин [и др.] ; под общ. ред. А. Н. Останина. Минск : Высш. шк., 1989. 218 с. ; Сильверстов Д. С., Семёнов Н. А. Пакеты прикладных программ статического анализа. Киев : Тэхніка, 1990. 176 с.

The results of theoretical studies identify opportunities variable speed conveyor loader rotary dryers using the cable, winding on a shaft rotating at a constant angular velocity. The theoretical dependence to determine the speed of the conveyor, the radius of the shaft and the diameter of the cable.

Key words: conveyor loader, speed, time winding cable, winding angle of the cable.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

Алексееенко Александр Сергеевич — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры безопасности жизнедеятельности учреждения образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», Горки (e-mail: bgd_baa@mail.ru).

Алифанов Александр Викторович — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры оборудования и автоматизации производства учреждения образования «Барановичский государственный университет», Барановичи; заведующий отделом объёмных гетерогенных систем Государственного научного учреждения «Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси», Минск (e-mail: alifanov_aav@mail.ru).

Аникеенко Андрей Фёдорович — кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры деревообрабатывающих станков и инструментов учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет», Минск (e-mail: dosy@belstu.by).

Белоусов Владимир Анатольевич — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры тракторов и автомобилей учреждения образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», Горки (e-mail: belousov137@mail.ru).

Бетеня Григорий Филиппович — кандидат технических наук, доцент, начальник технологического научно-производственного центра учреждения образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», Минск (e-mail: tnpc-bgatu@mail.ru).

Ващула Александр Владимирович — кандидат технических наук, директор Испытательного центра Государственного учреждения «Белорусская машинно-испытательная станция», Минский р-н, пос. Привольный.

Гаранин Виктор Николаевич — кандидат технических наук, доцент, доцент учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет», Минск (e-mail: dosy@belstu.by).

Гордеенко Андрей Васильевич — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры тракторов и автомобилей учреждения образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», Горки.

Гришкевич Александр Александрович — кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой деревообрабатывающих станков и инструментов учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет», Минск (e-mail: dosy@belstu.by).

Громыко Петр Николаевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теоретической механики Государственного учреждения высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет», Могилёв (e-mail: grom_7@tut.by).

Девойно Олег Георгиевич — доктор технических наук, профессор, заведующий Научно-исследовательской инновационной лабораторией плазменных и лазерных технологий филиала Белорусского национального технического университета «Научно-исследовательская часть», Минск (e-mail: scvdmmed@bntu.by).

Демянчик Александр Сергеевич — магистр технических наук, преподаватель кафедры оборудования и автоматизации производства учреждения образования «Барановичский государственный университет», Барановичи.

Ивашко Виктор Викторович — кандидат технических наук, доцент, заместитель начальника Научно-исследовательского центра Государственного научного учреждения «Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси», Минск (e-mail: ftinanbelarusi@mail.ru).

Игнатьков Дмитрий Андреевич — доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник Научно-исследовательского института механизации и электрификации сельского хозяйства учреждения образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», Минск (e-mail: tnpc-bgatu@mail.ru).

Калентионюк Роман Александрович — аспирант кафедры металлорежущих станков и инструментов Государственного учреждения высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет», Могилёв (e-mail: ramz.007@mail.ru).

Кардаполова Маргарита Анатольевна — кандидат технических наук, доцент, ведущий научный сотрудник Научно-исследовательской инновационной лаборатории плазменных и лазерных технологий филиала Белорусского национального технического университета «Научно-исследовательская часть», Минск (e-mail: scvdmed@bntu.by).

Карташевич Анатолий Николаевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой тракторов и автомобилей учреждения образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», Горки.

Клочков Александр Викторович — доктор технических наук, профессор, профессор учреждения образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», Горки (e-mail: olena_k@tut.by).

Костюк Ольга Игоревна — младший научный сотрудник учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет», Минск (e-mail: olga_kostiuk13@mail.ru).

Коцуба Виктор Иосифович — кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой технического обслуживания и ремонта машин учреждения образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», Горки (e-mail: remont_baa@mail.ru).

Кравец Алексей Васильевич — инженер учреждения образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», Горки.

Кругления Виктор Евгеньевич — кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой безопасности жизнедеятельности учреждения образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», Горки (e-mail: bgd_baa@mail.ru).

Лапковский Александр Сергеевич — младший научный сотрудник Научно-исследовательской инновационной лаборатории плазменных и лазерных технологий филиала Белорусского национального технического университета «Научно-исследовательская часть», Минск (e-mail: scvdmed@bntu.by).

Луцко Николай Иванович — научный сотрудник Научно-исследовательской инновационной лаборатории плазменных и лазерных технологий филиала Белорусского национального технического университета «Научно-исследовательская часть», Минск (e-mail: scvdmed@bntu.by).

Понталёв Олег Владимирович — кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой механизации животноводства и электрификации сельскохозяйственного производства учреждения образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», Горки (e-mail: vorina@rambler.ru).

Раповец Вячеслав Валерьевич — кандидат технических наук, доцент, заместитель декана факультета технологии и техники лесной промышленности учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет», Минск (e-mail: dosy@belstu.by).

Русан Сергей Иванович — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры общенаучных дисциплин учреждения образования «Барановичский государственный университет», Барановичи.

Томило Вячеслав Анатольевич — доктор технических наук, доцент, директор Государственного научного учреждения «Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси», Минск (e-mail: stamila@rambler.ru).

Трусов Игорь Валерьевич — старший преподаватель кафедры теоретической механики Государственного учреждения высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет», Могилёв.

Хатетовский Станислав Николаевич — кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой металлорежущих станков и инструментов Государственного учреждения высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет», Могилёв (e-mail: meclab@yande.ru).

Цуран Владимир Владимирович — заместитель начальника отдела главного технолога ОАО «Барановичский автоагрегатный завод», преподаватель (совместитель) кафедры оборудования и автоматизации производства учреждения образования «Барановичский государственный университет», Барановичи (e-mail: curan85@mail.ru).

Шкуратов Сергей Сергеевич — ассистент учреждения образования «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», Горки (e-mail: shkurat91@mail.ru).

ПРАВИЛА ДЛЯ АВТОРОВ

Основные требования к рукописям: научная новизна, актуальность и информационная ценность материала, краткость и ясность его изложения.

Редакционная коллегия журнала осуществляет дополнительное рецензирование статей и, при необходимости, независимую (закрытую) экспертизу.

Редакция оставляет за собой право отклонить статью, если её содержание не соответствует требованиям, а также не вести дискуссию по мотивам отклонения. Рукописи, оформление которых не соответствует требованиям, редакцией не рассматриваются.

Возвращение рукописи автору на доработку не означает, что материал принят к печати. После получения доработанного текста рукопись вновь рассматривается редколлегией. Датой поступления считается день получения редакцией окончательного варианта рукописи.

Статьи аспирантов, докторантов и соискателей последнего года обучения публикуются вне очереди при условии их полного соответствия требованиям, предъявляемым к научным публикациям.

Публикация статей в журнале бесплатная.

Авторы несут ответственность за направление в редакцию ранее уже опубликованных статей или статей, принятых к печати другими изданиями.

К статье должны быть приложены:

- рецензия кандидата или доктора наук, специалиста в соответствующей области;*
- рекомендация кафедры (учреждения), где выполнена работа;*
- экспертное заключение от кафедры/учреждения, на которой/в котором выполнялась работа, подтверждающее возможность открытой публикации материала;*
- заявка (фамилия, имя, отчество автора, занимаемая должность, учёная степень и звание, полное наименование учреждения (организации), название серии и направления, телефоны и адрес, в том числе E-mail. Если статья написана коллективом авторов, сведения подаются по каждому из них отдельно, при этом фамилия основного автора выделяется полужирным начертанием).*

Статьи направлять на адрес редакции. При получении статьи по электронной почте регистрация осуществляется только после подтверждения публикации на бумажном носителе.

АВТОРУ НАУЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ НЕОБХОДИМО ПОМНИТЬ:

1. Комплект документов и статья в распечатанном виде в одном экземпляре на бумаге формата А4 и в электронном варианте отдельным файлом на CD-диске присылается по почте письмом ведущему редактору (Хохол Елене Герасимовне) по адресу: 225404, Брестская обл., г. Барановичи, ул. Войкова, 21. Авторы, проживающие в г. Барановичи, могут лично принести документы.

2. Технические показатели оформления статьи:

– объём статьи — 14 000—17 000 печатных знаков (не менее 0,35 учётно-издательского листа), считая пробелы, знаки препинания, цифры и т. п.;

– абзацный отступ — 10 мм; отступ для левого поля — 30 мм, верхнего, правого и нижнего — 20 мм; страницы не нумеруются, их номера проставляются карандашом на лицевой стороне листа внизу. Ориентация страниц — книжная; использование автоматических концевых и обычных сносок в статье не допускается; использование переносов не допускается; весь текст набирается шрифтом «Times New Roman»; шрифт основного текста 12 п., вспомогательного (аннотация, резюме, УДК, сведения об авторе, подписи рисунков, заглавия таблиц и их содержание, список цитируемых источников) — 10 п.; межстрочный интервал полуторный.

3. Содержание и оформление обязательных элементов статьи:

- индекс по Универсальной десятичной классификации (УДК);
- сведения об авторах;
- заглавие публикуемого материала;
- аннотация (оформляется по ГОСТ 7.9.-95 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Реферат и аннотация. Общие требования (средний объём — 500 печатных знаков));
- основной текст (выравнивание по ширине с выделением автором необходимых частей текста программными шрифтами («Полужирный», «Курсив»));
- резюме (не повторяющее аннотацию, на языке, отличающемся от языка текста статьи);
- таблицы (заголовок таблицы располагается по левому краю. Размер таблицы по ширине в масштабе журнальной полосы (не более 130 мм). Сквозная нумерация арабскими цифрами; если в статье одна таблица, она должна быть обозначена «Таблица 1». После номера перед заглавием таблицы необходимо поставить длинное тире. На все таблицы должны быть ссылки в тексте, при ссылке следует писать слово «таблица» с указанием номера);

RULES FOR AUTHORS

Basic requirements for manuscripts: research novelty, topicality and information value of the material, brevity and clarity of its presentation.

The Editorial Board provides an additional review of papers and, if necessary, an independent (closed) expert examination.

The Editorial Board reserves the right to refuse papers whose contents do not meet the requirements; reasons for refusal will not be discussed. Manuscripts, whose execution does not meet the requirements, will not be examined.

If a manuscript is returned to its author for improvement, it does not mean that the material is accepted for publication. When the improved text is received, the manuscript will be examined by the Editorial Board once again.

The date of paper receipt is the date of the final manuscript version receipt.

Papers of postgraduate students and doctoral candidates are published out of order, if they are in full compliance with the requirements for scientific publications.

Papers are published in the journal free of charge.

Authors take responsibility for sending already published papers or papers accepted for publication by other editions.

Each paper must be accompanied by:

- a review made by a candidate or a doctor of science, an expert in the relevant field;*
- a recommendation of the relevant department (institution);*
- an expert report of the relevant department/ institution confirming the possibility of an open publication the material;*
- an application (author's surname, name, patronymic, position, academic degree and title, full name of the institution (organization), name of the series and the topic area, phone numbers and address, including E-mail. If a paper is written by a group of authors, information about each of them is submitted separately and the main author's surname is highlighted in bold).*

Papers should be sent to the Editorial Board address. If a paper is received by e-mail, it will be registered only after the submission of a hard copy.

AUTHORS OF SCIENTIFIC MATERIALS MUST REMEMBER:

1. A set of documents, one hard copy of the paper, format A4, and one soft copy of the paper recorded as a file on a CD-ROM should be sent by post to the leading editor (Khokhol Helena Gerasimovna) at the following address: 225404, Brest region, Baranovichi, 21 Voykov St. Authors from Baranovichi can bring their documents themselves.

2. Technical characteristics of the paper execution:

- paper size — 14,000—17,000 characters (not less than 0.35 publisher's sheet-copies) with punctuation marks, space characters, figures and etc.;*
- line spacing — 10 mm; margins: left — 30 mm, top, right and bottom — 20 mm. Pages should not be numbered, page numbers are written in pencil at the foot of the page face. Only portrait mode is accepted; neither ordinary nor final references are allowed in the paper; word hyphenations are not allowed; typeface — Times New Roman, main text — 12 fonts, additional text (annotation, summary, UDK, information about author, picture captions, table titles and content, list of sources) — 10 fonts; line spacing — one-and-a-half.*

3. Contents and execution of compulsory elements of a paper:

- index of the Universal Decimal Classification (UDC);*
- information about authors;*
- paper title;*
- annotation (executed according to the GOST 7.9.-95 System of standards on information, librarianship and publishing. Summary and annotation. General requirements (medium size — 500 characters));*
- main text (justified alignment, necessary elements of the text should be marked by special typefaces (“boldface”, “italics”));*
- summary (does not repeat the summary, made up in the language different from the language of the text of the article);*
- tables (table title should be left-aligned. Table size should not exceed 130 mm in width; format of newspaper page. It should be numbered (Arabic numerals) through the list; if there is one table in the paper, it should be entitled “Table 1”. It's necessary to put “dash” after the number and before the table title. All the tables should have references in the text and be marked by the word “table” with a number;*
- formulae (all the formulae, all the Greek characters and others used in formulae should be typed in Word or Math-Type. Formula size should not exceed 130 mm in width. If a part of the formula is hyphenated, the following line should begin with the symbol of the previous mathematical operation. Numbered formulae are included in a separate line; formula number should be right-aligned. Only formulae with references should be numbered);*