

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)
Національна академія наук України Маріборський університет (Словенія)
Технічний університет у Кошице (Словаччина)
Жешувський політехнічний університет
імені Лукасевича (Польща)
Білоруський національний технічний університет (Республіка Білорусь)
Національний університет біоресурсів і природокористування України (Україна)
Наукове товариство ім. Шевченка
ГО «Асоціація випускників Тернопільського національного технічного університету
імені Івана Пулюя»

**ПРОБЛЕМИ ТЕОРІЇ
ПРОЕКТУВАННЯ ТА
ВИГОТОВЛЕННЯ ТРАНСПОРТНО-
ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН**
Збірник
тез доповідей

**Міжнародна науково-технічна конференція
присвячена пам'яті
професора Гевка Богдана Матвійовича
23-24 вересня 2021 року**



**УКРАЇНА
ТЕРНОПІЛЬ – 2021**

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
Ternopil Ivan Puluj National Technical University (Ukraine)
National Academy of Sciences of Ukraine University of Maribor (Slovenia)
Technical University of Košice (Slovakia)
Rzeszow University of Technology (Poland)
Belarusian National Technical University (Republic of Belarus)
National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine (Ukraine)
Shevchenko Scientific Society
Public Organization “Alumni Association of Ternopil Ivan Puluj National Technical University

PROBLEMS OF DESIGN THEORY AND MANUFACTURE OF TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES

Thesis collection

**International Scientific and Technical Conference
dedicated to the memory of
Prof. Hevko Bohdan Matviiovych
September 23-24, 2021**



**UKRAINE
TERNOPIL – 2021**

Проблеми теорії проектування та виготовлення транспортно-технологічних машин : зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. присвячена пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича, (Тернопіль, 23–24 вересня 2021) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. – Тернопіль : ТНТУ, 2021. – 124.

ISBN 978-966-305-111-6

ПРОГРАМНИЙ КОМІТЕТ

Голова: Ясній Петро Володимирович – д.т.н., проф., ректор ТНТУ ім. І. Пулюя (Україна).

Заступник голови: Марущак Павло Орестович – д.т.н., проф. ТНТУ ім. І. Пулюя (Україна).

Вчений секретар: Хорошун Роман Васильович – асист. ТНТУ ім. І. Пулюя (Україна).

Члени: Вухерер Т. – професор факультету інженерної механіки Маріборського університету (Словенія); Фресард Ж. – професор університету П'єра і Марії Кюрі (Франція); Вінаш Я. – професор кафедри технології металів Технічного університету у Кошице (Словаччина); Стахович Ф. – завідувач кафедри обробки матеріалів тиском Жешувського політехнічного університету ім. Лукасевича (Польща); Богданович А. – професор кафедри механіки Білоруського національного технічного університету (Республіка Білорусь); Ловейкій В. – д.т.н., професор, завідувач кафедри конструювання машин Національного університету біоресурсів і природокористування (Україна); Гевко І. – д.т.н., професор кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя (Україна); Ляшук О. – д.т.н., професор, завідувач кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя (Україна); Луців І. – д.т.н., професор кафедри конструювання верстатів, інструментів і машин Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя (Україна); Рогатинський Р. – д.т.н., професор кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя (Україна); Пилипець М. – д.т.н., професор кафедри інжинірингу машинобудівних технологій Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя (Україна); Стухляк П. – д.т.н., професор кафедри комп'ютерно-інтегрованих технологій Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя (Україна); Аулін В. – д.т.н., професор кафедри експлуатації та ремонту автомобілів Центральноукраїнського національного технічного університету (Україна); Біліченко В. – д.т.н., професор, ректор Вінницького національного технічного університету (Україна); Білик С. – к.т.н., доцент, заступник директора з навчальної та навчально-методичної роботи Відокремленого підрозділу національного університету біоресурсів і природокористування України Бережанський агротехнічний інститут (Україна); Гурей І. – д.т.н., професор кафедри технології машинобудування Інституту інженерної механіки та транспорту національного університету «Львівська політехніка» (Україна); Грицай І. – д.т.н., професор, завідувач кафедри технології машинобудування Інституту інженерної механіки та транспорту національного університету «Львівська політехніка» (Україна); Данильченко Ю. – д.т.н., професор, завідувач кафедри прикладної механіки Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (Україна); Дідух В. – д.т.н., професор, завідувач кафедри аграрної інженерії Луцького національного технічного університету (Україна); Кіндрацький Б. – д.т.н., професор, завідувач кафедри автомобільного транспорту іституту механічної інженерії та транспорту

Міжнародна науково-технічна конференція присвячена пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича. Проблеми теорії проектування та виготовлення транспортно-технологічних машин – Тернопіль, 23-24 вересня 2021.

національного університету «Львівська політехніка» (Україна); Ковальов В. – д.т.н., професор, ректор Донбаської державної машинобудівної академії (Україна); Кузьо І. – д.т.н., професор, завідувач кафедри механіки та автоматизації машинобудування Інституту інженерної механіки та транспорту національного університету «Львівська політехніка» (Україна); Кузнєцов Ю. – д.т.н., професор кафедри конструювання верстатів та машин Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (Україна); Малащенко В. – д.т.н., професор, завідувач кафедри деталей машин Інституту інженерної механіки та транспорту Національного університету «Львівська політехніка» (Україна); Марчук М. – к.т.н., професор кафедри автомобілів та автомобільного господарства Національного університету водного господарства та природокористування (Україна); Панчук В. – д.т.н., професор, завідувач кафедри комп'ютеризованого машинобудування Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (Україна); Петраков Ю. – д.т.н., професор, завідувач кафедри технології машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (Україна); Сахно В. – д.т.н., професор, завідувач кафедри автомобілів Національного транспортного університету (Україна); Стоцько З. – д.т.н., професор, кафедри проектування та експлуатації машин Національного університету «Львівська політехніка» (Україна); Струтинський В. – д.т.н., професор, завідувач кафедри конструювання верстатів та машин Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; Ступницький В. – д.т.н., завідувач кафедри робототехніки та інтегрованих технологій машинобудування Інституту механічної інженерії та транспорту Національного університету «Львівська політехніка» (Україна).

Адреса оргкомітету: ТНТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, 46001,
тел. (096) 9199327, факс (0352) 519724
E-mail: roman_086@ukr.net
Редагування, оформлення, верстка: Хорошун Р.В.

СЕКЦІЇ КОНФЕРЕНЦІЇ, ЯКІ ПРЕДСТАВЛЕНІ В ЗБІРНИКУ

- Сучасні технології в машинобудуванні;
- Прогресивне металообробне обладнання та сучасні інструментальні системи;
- Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва;
- Транспортно-технологічні машини для переміщення вантажів;
- Прогресивні технології в автомобільному господарстві;
- Нові матеріали, міцність та довговічність конструкцій.

Problems of design theory and manufacture of transport and technological machines: thesis collection of International Scientific and Technical Conference dedicated to the memory of Prof. Hevko Bohdan Matviiovych, (Ternopil, September 23–24, 2021) / Ministry of Education and Science of Ukraine, Ternopil Ivan Puluj National Technical University [and others]. – Ternopil: TNTU, 2021. – 122.

ISBN 978-966-305-111-6

PROGRAMME COMMITTEE

Head: Yasniy Petro Volodymyrovych – *D.Sc.*, Prof., Rector TNTU (Ukraine).

Co-Head: Marushchak Pavlo Orestovych – *D.Sc.*, Prof. TNTU (Ukraine).

Scientific secretary: Khoroshun Roman Vasyliovych – assistant, TNTU (Ukraine).

Members: Vukherer T. – Professor of the Faculty of Mechanical Engineering, University of Maribor (Slovenia); Fresard J. - Professor at the University of Pierre and Marie Curie (France); Vinash Ia. - Professor of the Metal Technology Department, Technical University of Košice (Slovakia); Stakhovych F. - Head of the Department of Processing of Materials by Pressure, Rzeszów University of Technology (Poland); Bohdanovych A. - Professor of the Department of Mechanics of the Belarusian National Technical University (Republic of Belarus); Loveikii V. - *D.Sc.*, Prof., Head of the Department of Machine Design, National University of Life and Environmental Sciences (Ukraine); Hevko I. - *D.Sc.*, Professor of the Department of Automobiles, Ternopil Ivan Puluj National Technical University (Ukraine); Liashuk O. - *D.Sc.*, Prof., Head of the Department of Automobiles, Ternopil Ivan Puluj National Technical University (Ukraine); Lutsiv I. - *D.Sc.*, Professor of the Department of Machine Tools, Instruments and Machines, Ternopil Ivan Puluj National Technical University (Ukraine); Rohatynskiy R. - *D.Sc.*, Professor of the Department of Automobiles, Ternopil Ivan Puluj National Technical University (Ukraine); Pylypets M. - *D.Sc.*, Professor of the Department of Engineering of Mechanical Engineering Technologies, Ternopil Ivan Puluj National Technical University (Ukraine); Stukhliak P. - *D.Sc.*, Professor of the Department of Computer-Integrated Technologies, Ternopil Ivan Puluj National Technical University (Ukraine); Aulin V. - *D.Sc.*, Professor of the Department of Operation and Repair of Automobiles, Central Ukrainian National Technical University (Ukraine);

Bilichenko V. - *D.Sc.*, Prof., Rector of Vinnytsia National Technical University (Ukraine); Bilyk S. - Ph.D., Associate Professor, Deputy Director for Educational and Methodical Work of the Separated Subdivision of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine Bezezhany Agricultural Institute (Ukraine); Hurei I. - *D.Sc.*, Professor of the Department of Mechanical Engineering Technology, Institute of Engineering Mechanics and Transport, Lviv Polytechnic National University (Ukraine); Hrytsai I. - *D.Sc.*, Prof., Head of the Department of Mechanical Engineering Technology, Institute of Engineering Mechanics and Transport, Lviv Polytechnic National University (Ukraine); Danylchenko Yu. - *D.Sc.*, Prof., Head of the Department of Applied Mechanics of the National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute” (Ukraine); Didukh V. - *D.Sc.*, Prof., Head of the Department of Agricultural Engineering, Lutsk National Technical University (Ukraine); Kindratskiy B. - *D.Sc.*, Prof., Head of the Department of Road Transport Institute of Engineering Mechanics and Transport, Lviv Polytechnic National University (Ukraine); Kovalov V. - *D.Sc.*, Prof., Rector of the Donbas State Engineering Academy (Ukraine); Kuzo I. - *D.Sc.*, Prof., Head of the Department of Mechanics and Automation of Mechanical Engineering of the Institute of Engineering

Міжнародна науково-технічна конференція присвячена пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича. Проблеми теорії проектування та виготовлення транспортно-технологічних машин – Тернопіль, 23-24 вересня 2021.

Mechanics and Transport, Lviv Polytechnic National University (Ukraine); Kuznietsov Yu. - D.Sc., Professor of the Department of Machine Tools and Machine Design, National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute” (Ukraine); Malashchenko V. - D.Sc., Prof., Head of the Department of Machine Parts, Institute of Engineering Mechanics and Transport, Lviv Polytechnic National University (Ukraine); Marchuk M. - Ph.D., Professor of the Department of Automobiles and Automotive Engineering of the National University of Water and Environmental Engineering (Ukraine); Panchuk V. – D.Sc., Prof., Head of the Department of Computer Engineering of Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas (Ukraine); Petrakov Yu. - D.Sc., Prof., Head of the Department of Technology of Mechanical Engineering of the National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”; Sakhno V. - D.Sc., Prof., Head of the Department of Automobiles of the National Transport University (Ukraine); Stotsko Z. - D.Sc., Prof., Head of the Department “Designing and Operation of Machines” of Lviv Polytechnic National University (Ukraine); Strutynskyi V. - D.Sc., Prof., Head of the Department of Machine Tools and Machine Design, National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”; Stupnytskyi V. - D.Sc., Head of the Department of Robotics and Integrated Mechanical Engineering Technologies, Institute of Engineering Mechanics and Transport, Lviv Polytechnic National University (Ukraine).

Organizing Committee Address: TNTU, Ternopil, Ruska 56, Str., 46001,
Tel. (096) 9199327, fax (0352) 519724
E-mail: roman_086@ukr.net
Editing, design, layout: Khoroshun R.V.

THE CONFERENCE SECTIONS REPRESENTED IN THE COLLECTION

- Modern technologies in mechanical engineering;
- Progressive metalworking equipment and modern tool systems;
- Machinery and equipment for agricultural production;
- Transport and technological machines for moving goods;
- Progressive technologies in the automotive industry;
- New materials, strength and durability of structures.

Р.М. Рогатинський, докт. техн. наук, проф.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

НА ВШАНУВАННЯ ПАМ'ЯТІ ДОКТОРА ТЕХНІЧНИХ НАУК, ПРОФЕСОРА ГЕВКА БОГДАНА МАТВІЙОВИЧА

R.M. Rogatynski, Dr., Prof.,

IN HONOR OF THE MEMORY Dr., PROFESSOR GEVKO BOGDAN

19 березня 2019 року перестало битися серце Богдана Матвійовича Гевка - видатного вченого в галузі машинобудування та прикладної механіки, засновника та керівника наукової школи «Розробка технологічних методів покращення параметрів машинних комплексів на основі застосування гвинтових механізмів», учителя та наставника багатьох науковців, великого патріота України, людини надзвичайної працездатності, великої душі та прекрасних помислів і дій.

Народився Гевко Б.М. 24 січня 1940 року в селі Нижчі Луб'янки Збараського району Тернопільської обл. В 1957 р. з відзнакою закінчив Збараську середню школу №2. У 1957–1962 роках навчався на механічному факультеті Львівського сільськогосподарського інституту (тепер Львівський аграрний університет) за фахом «інженер-механік». Після навчання в інституті, у 1962-1968 роках, працював інженером, старшим інженером та начальником інструментального цеху Тернопільського комбайнового заводу. Саме там зрозумів, що майбутнє за розробкою та впровадженням якісно нових машин та прогресивних технологій, розробці яких присвятив все своє життя. У 1968 році Гевко Б.М. поступає в аспірантуру Української сільськогосподарської академії до професора Василенка П.М. - всесвітньо відомого вченого, д.т.н., академіка Української академії аграрних наук, академіка Російської академії сільськогосподарських наук, член-кореспондента Національної академії наук України, де в 1971 р. успішно захистив кандидатську дисертацію на тему: «Розробка і дослідження дозаторів сипких матеріалів».

Подальша професійна діяльність Гевка Б.М. пов'язана з Тернопільським філіалом Львівського політехнічного університету, який виріс у Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. З 1971 року він асистент, далі доцент кафедри технології машинобудування ТФ ЛПІ. В 1974 році йому присвоєно вчене звання доцента за кафедрою технологія машинобудування. В 1977 році обраний завідувачем кафедри технології машинобудування ТФ ЛПІ. У 1987 р Гевко Б.М. в Ростовському інституті сільськогосподарського машинобудування захистив докторську дисертацію на тему: «Науково-прикладні основи проектування гвинтових транспортних механізмів машин». В цьому ж році проходить оформлення наукової школи «Розробка технологічних методів покращення параметрів машинних комплексів на основі застосування гвинтових механізмів». У 1988 р. йому присвоєно вчене звання професора за кафедрою технології машинобудування. За створення винаходів, розробку нових конкурентно-здатних технічних рішень, впроваджених у виробництво в 1990 році йому присвоєно звання «Заслужений винахідник України». Завдяки активній та результативній роботі керівництва й колективу філіалу, в т.ч. професора Гевка Б.М., на базі ТФ ЛПІ у 1991 році створено Тернопільський приладобудівний інститут, де він обіймає посаду проректора з наукової роботи. В цьому ж році разом із д.т.н. професором Рибакком Т.І. відкриває в ТПІ першу в Тернопільській області і, за цією спеціальністю, першу в Україні, спеціалізовану вчену раду із захисту кандидатських дисертацій за спеціальністю 05.20.04 - Сільськогосподарські та меліоративні машини, в

якій був першим її головою. В 1992 році за значні заслуги в розвитку інженерної науки обраний академіком Інженерної академії України.

У 1994 році Гевко Б.М. знову очолює кафедру технології машинобудування, де зосереджується на підготовці для університету та інших вищих навчальних закладів науково-педагогічних кадрів, розвитку матеріально-технічної бази, розвитку нових перспективних напрямків підготовки фахівців, на яких є попит на ринку праці. І в тому, що у 1996 року на базі Тернопільського приладобудівного інституту було створено Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, є велика заслуга особисто Гевка Б.М., його наукової школи та колективу, який він очолював. Його авторитет, як відомого вченого та організатора науки, відповідального керівника, не обмежується університетськими стінами. У 1999 рік він обирається депутатом обласної ради народних депутатів від Збарзького виборчого округу на п'ятирічний термін.

Розширення напрямків досліджень наукових шкіл професорів Гевка Б.М. та Нагорняка С.Г., ріст підготовлених ними наукових кадрів дозволяє Богдану Матвійовичу ініціювати заснування у 2002 році спеціалізованої вченої ради із захисту кандидатських дисертацій за спеціальностями 05.02.08 - Технологія машинобудування та 05.03.01 - Процеси механічної обробки, верстати та інструменти, а згодом розширити її повноваження для захистів за спеціальністю 05.05.05 - Піднімально-транспортні машини. Головою ради з 2002 по 2006 роки був д.т.н., проф. Нагорняк С.Г., а з 2006 по 2019 роки - д.т.н., проф. Гевко Б.М.

Враховуючи зростаючий попит на фахівців з обслуговування та ремонту автомобілів, на кафедрі технологія машинобудування Гевко Б.М. починаючи з 2004 року ініціює підготовку фахівців за спеціальністю «Технологія машинобудування» із спеціалізацією «Технологія ремонту і технічний сервіс автомобілів». У 2008 р. за бездоганну працю та особисті заслуги в формуванні та забезпеченні реалізації державної політики у сфері освіти і науки, досягнення визначних успіхів у науковій діяльності Гевко Б.М. нагороджений відзнакою МОН України «За наукові досягнення». В цьому ж році за вагомий внесок у розвиток винахідницької та раціоналізаторської діяльності проф. Гевку Б.М. Тернопільською обласною радою профспілок присвоєно звання «Лауреат обласної премії імені Івана Пулюя».

Із ростом кількості автотранспортних організацій в області постійно зростає потреба у фахівцях з автомобільної справи і в 2011 році на кафедрі започатковано набір та підготовку фахівців з напрямку «Автомобільний транспорт», а кафедра змінює назву на «Кафедра технології машинобудування та автомобілів». Враховуючи великий обсяг роботи з кадрового, матеріально-технічного та методично-навчального забезпечення нової спеціальності та нового напрямку наукових та науково-технічних досліджень, Гевко Б.М. ініціює у 2014 створення в ТНТУ нової кафедри автомобілів, яку і очолює, а кафедру технології машинобудування очолює його учень д.т.н., професор Пилипець Михайло Ількович. У 2015 році за видатні заслуги в науковій сфері діяльності, організації науки і підготовку наукових та професійних кадрів д.т.н., професор Гевко Богдан Матвійович нагороджений орденом «За заслуги» III ступеня. В цьому ж році Гевко Б.М. передає завідування кафедрою своєму учню, д.т.н., професору Ляшуку Олегу Леонтійовичу, а сам переходить на посаду професора кафедри автомобілів, де до 2019 року продовжує свою плідну наукову, науково-педагогічну та винахідницьку діяльність, підготовку наукових кадрів та керівництво науковою школою.

Пройшовши школу вченого світового рівня, академіка Василенка П.М., Гевко Б.М., як визначний науковець, талановитий дослідник та творець нової техніки, на протязі всієї своєї діяльності ставив перед собою та своїми учнями самі високі задачі та завжди знаходив шляхи для їх вирішення. Ще працюючи над кандидатською дисертацією, розробляючи та обґрунтовуючи дозатори сипких матеріалів з гвинтовими

робочими органами, він розумів, який великий потенціал для підвищення ефективності роботи транспортно-технологічних процесів має застосування гвинтових робочих органів, і як недосконалі технологічні процеси виготовлення стримують широке їх застосування. Маючи великий досвід роботи в інструментальному виробництві з розробки технологій виготовлення деталей, деколи унікальних, Богдан Матвійович вміло поєднував відпрацювання деталей та вузлів на технологічність та якісний розвиток самих технологій, що сприяло створенню якісно нових систем та машин. Тому цілком закономірно, що одна із перших його фундаментальних наукових праць, стала одноосібна монографія «Технологія виготовлення спіралей шнеков», що вийшла у видавництві Львів «Вища школа» у 1986 р., яка і на сьогодні не втратила своєї актуальності та наукового значення й користується широкою популярністю серед науковців багатьох країн. Тільки в базі Google Scholar на неї є 82 посилання. В ній дано не тільки основні аспекти технологій виготовлення спіралей шнеків, але розкрито основні закономірності формоутворення гвинтових заготовок та спіралей шнеків. Вперше досліджено напружено-деформований стан при прокатуванні стрічок з утворенням гвинтових поверхонь внаслідок нерівномірного їх обтиску та при навиванні стрічок на оправу з малим плечем прикладання згинальної сили. За результатами теоретичних досліджень вперше було розроблено спосіб навивання стрічок на оправу притискним роликком з перпендикулярною віссю обертання та спосіб неперервного навивання спіралей шнеків та відповідне технологічне спорядження, які відзначаються світовою новизною і на яких вперше навито суцільні стрічки із співвідношенням ширини заготовки до товщини більше 15-20. Там же наведено розроблені нові способи виготовлення широкострічкових шнеків, вдосконалені методи виготовлення штампованих шнеків і відповідне штампове оснащення та розроблене прогресивне обладнання для прокатування та навивання шнеків, калібрування їх на крок та обточування по зовнішньому діаметру, а також відповідні пристрої для їх захисту від перевантаження, та наведені результати відповідних експериментальних досліджень та виробничих випробовувань розробленого обладнання.

Вдосконалення технології виготовлення гвинтових робочих органів дозволило Гевку Б.М. та його учням на якісно вищому рівні створювати нові транспортно-технологічні машини та системи для сільського господарства, виробничого транспорту, будівельної, переробної видобувної та інших галузей. Зокрема, технологія виготовлення суцільних широких гвинтових стрічок дозволила вперше їх використати як робочі органи гнучких шнеків, якісно краще обґрунтувати їх конструктивні параметри та режими роботи. Для цього вперше розроблена теорія взаємодії спірального робочого органу із робочим середовищем в умовах його транспортування гнучким шнеком по криволінійних траєкторіях. Розроблено теоретичне обґрунтування та нові конструкції гвинтових очисників, сепараторів, поставлено та розв'язано задачі нелінійного програмування з оптимізації жорстких та гнучких гвинтових конвеєрів, розроблено методика проектування механізмів з гвинтовими пристроями з належним експериментальним та виробничим підтвердженням даних досліджень. На монографію «Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин», в якій вперше за результатами досліджень сформульовані теоретичні основи розробки транспортно-технологічних систем з гвинтовими робочими органами, в базі Google Scholar відмічено 122 посилань, зроблених науковцями багатьох країн. Поряд із вказаними напрямками досліджень Гевком Б.М. та представниками його наукової школи проводились ґрунтовні дослідження з розробки нових транспортно-технологічних систем коренезбиральних машин, механізмів їх водіння, змішувачів та сепараторів, трубчатих конвеєрів, канатних систем, пристроїв для садіння та сівби тощо, їх приводів, систем захисту від перевантажень, технологічних процесів виготовлення і ремонту деталей та

вузлів сільськогосподарських та інших машин, автомобільної техніки, створення технологічного оснащення, контрольних пристроїв та інструментів.

Ці та інші дослідження та їх результати професор Гевко Б.М. не ставив за самоціль, а отримані напрацювання широко впроваджувались в діюче виробництво. Зокрема, ще під час існування ТФ ЛПІ, який не мав бюджетного фінансування, за результатами наукових досліджень виконувались науково-дослідні роботи за замовленням підприємств на значні суми. Зокрема виконувались дослідження для ВО «Ватра» та Тернопільського комбайнового заводу з розробки та вдосконалення технологічних процесів обробки деталей різанням та штампуванням, контролю якості поверхонь. З підприємством п/я 810-55 виконувалась об'ємна тема з оптимізація конструктивних параметрів колеса вентилятора машини ВПТ-400, а з підприємствами ЯЯ310/55; ЯЯ310/20 на протязі низки років проводилась робота з розробки та дослідження технологічного процесу виготовлення деталей машин и ТАУ-075 з розробкою і виготовленням технологічного оснащення. Для Київського об'єднання «Веда», Хмельницького ремонтно-експериментального заводу, Тернопільського обласного агропромислового об'єднання, Киштимського машинобудівного заводу, Пятигорського СКБ по птахівництву, Стрийського СКТБ, Кременчуцького в/о «Дормашина», «Лідасільмаш» та інших підприємств оптимізовано параметри спіралей шнеків та розроблено технологію їх виготовлення із відправкою дослідних партій виробів для їх виробничих випробовувань в умовах діючого виробництва.

Великий обсяг держбюджетної тематики та госпдоговірної тематики проводились під керівництвом Гевка Б.М. за роки незалежної України. Тільки за останні роки він був науковим керівником таких тем: Механіко-технологічні основи проектування транспортно-технологічних систем коренезбиральних машин; Розробка і дослідження автомата водіння і механізмів сепарації коренезбиральних машин; Науково-технологічні основи однозернового висіву насіння механічними висівними апаратами; Розроблення конструкцій і технологій виготовлення спеціальних різнопрофільних гвинтових робочих органів машин на основі ресурсозберігаючих технологій; Енергоєфективні гвинтові робочі органи сільськогосподарських машин з розширеними технологічними можливостями; Розроблення технічних засобів для екологошадних способів сівби та садіння сільськогосподарських культур; Синтез гвинтових транспортно - технологічних механізмів з розширеними технологічними можливостями на основі САПР «Гвинтовий конвеєр».

Результати досліджень та розробки Гевка Б.М. та його учнів впроваджені більш ніж на сотні підприємств України та за кордоном.

Гевко Б.М. є автором 22 монографій та підручників, біля 500 наукових публікацій, з яких більше 220 статей у наукових фахових виданнях, зокрема 6 статей у наукових виданнях, що входять в науко метричну базу Scopus, більше 30 статей у провідних наукових виданнях бувшого СРСР (Машиностроение; Известия ВУЗов. Машиностроение; Известия ВУЗов. Черная металлургия; Вестник машиностроения; Тракторы и сельхозмашины та інших), багато яких ще тоді перекладались на англійську мову і були доступні світовій науковій громаді. На нові інженерні рішення отримано більше 300 авторських свідоцтв бувшого СРСР та патентів України. Був членом редколегій більше 10 провідних наукових фахових видань України. Широту напрямків та обсяг його наукових напрацювань можна ілюструвати простим переліком тільки монографій та підручників, написаних ним та учнями під його керівництвом: Технологія изготовления спиралей шнеков: Монографія (1986); Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин (1989); Механизмы с гвинтовими пристроями: Монографія (1993); Технологія обробки на верстатах з ЧПК: Навчальний посібник (2004); Технологія сільськогосподарського машинобудування: Підручник (2006);

Технологічне забезпечення оброблення спеціальних внутрішніх поверхонь (2007); Технологічні основи підвищення якісних показників роботи коренезбиральних машин: Монографія (2009); Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей: Монографія (2008); Технологічна оснастка: Контрольні пристрої. Навчальний посібник (2009); Технологічні основи формотворення різнопрофільних гвинтових заготовок деталей машин: Монографія (2009); Управління процесом розробки і освоєння виробництва нових виробів: Підручник (2010); Технологічні основи виготовлення напівкруглих канавок елементів з'єднань: Монографія (2011); Теоретичні основи машинобудування: Посібник (2011); Технологічні основи проектування та виготовлення посівних машин: Монографія (2014); Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки: Посібник (2015); Технологія сільськогосподарського машинобудування: Підручник. Видання 2 (2015); Науково-прикладні основи проектування піднімально-транспортних лебідок підвищеної навантажувальної здатності з гвинтовими опорами: Монографія (2016); Підвищення ефективності вібраційно-відцентрового оброблення деталей вільними абразивами: Монографія (2017); Пружно-запобіжні муфти: конструкції, розрахунок, дослідження: Монографія (2019).

Наукові досягнення та здобутки професора Гевка Б.М. множились досягненнями його наукової школи, його учнів, яким він передав свої знання, досвід та уміння досягнення цілей. Він підготував 3 докторів наук та більше 35 кандидатів наук за 7 науковими спеціальностями. Зокрема за спеціальністю 05.20.04 - Сільськогосподарські та гідромеліоративні машини (05.05.11 - Машини і засоби механізації с.-г. виробництва) підготовлено доктори наук: Рогатинський Р.М. (1997); Пилипець М.І. (2002); Ляшук О.Л. (2015). Для ТНТУ, низки вищих навчальних закладів нашої та сусідніх областей д.т.н., професор Гевко Б.М. підготував плеяду кандидатів наук. Зокрема, за спеціальністю 05.20.04 - Сільськогосподарські та гідромеліоративні машини: Мартиненко В. Я. (1992); Рогатинський Р.М. (1993); Пилипець М.І.(1993); Радик Д.Л. (1996); Матвійчук А.В. (1996). За спеціальністю 05.20.01- Механізація сільськогосподарського виробництва: Вітровий А.О. (1999); Капаціла Ю.Б. (1999). За спеціальністю 05.05.11 - Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва: Гурик О.Я. (2003); Білик С.Г. (2004); Влас Н.Є. (2004); Чвартацький І.І. (2007); Солтисюк В.І. (2009); Чвартацький Р.І. (2017). За спеціальністю 05.05.05 – Піднімально-транспортні машини: Колесник О.А. (2009); Клендій В.М. (2015); Мельничук С.Л. (2017). За спеціальністю 05.02.02 - Машинознавство: Комар Р.В. (2004); Лещук Р.Я. (2004). За спеціальністю 05.02.08 - Технологія машинобудування: Данильченко Л.М. (2001); Стойко І.І. (2004); Логуш І.В. (2006); Ляшук О.Л. (2006); Дзюра В.О. (2007); Драган А.П. (2007); Новосад І. (2008); Дячун А.Є. (2008); Крук В.Д. (2010); Палюх А.Я. (2010); Шевчук О.С. (2011); Диня В.І. (2012); Кондратюк О.М. (2013). За спеціальністю 05.03.01 - Процеси механічної обробки, верстати та інструменти: Генік І.С. (2006); Скиба О.П. (2010); Марчук Н.М. (2018).

Своїм прикладом Богдан Матвійович залучив до наукової діяльності і своїх синів Романа, Івана та Ігоря, двоє з яких стали докторами наук, один кандидатом. На жаль рано обірвалось життя видатного вченого, д.т.н. проф. Гевка Романа Богдановича, який створив свою наукову школу з розробки та обґрунтування с.-г. техніки. Традиції наукової школи Гевка Б.М. продовжують його сини д.т.н. професор Гевко І.Б., і к.т.н. Гевко Іг. Б. та його учні. Розвиток наукових напрямів та ідей, започаткованих д.т.н., професором Гевком Б.М. із формуванням своїх наукових шкіл продовжують д.т.н., проф. Рогатинський Р.М., д.т.н., проф. Пилипець М.І., д.т.н., проф. Ляшук О.Л. Проте ми завжди будемо пам'ятати, кому зобов'язані вибором своєї наукової долі. Адже тільки той гідний продовження в своїх учнях, хто вміє шанувати своїх вчителів.

СЕКЦІЯ: СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ

УДК 631.3.01

Ю.Б. Капаціла, канд. техн. наук, доц.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

**ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБЛЕННЯ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ І
АВТОМАТИЗАЦІЇ З ГВИНТОВИМИ ПРИСТРОЯМИ**

Y.B. Kapatsila, Ph. D., Assoc. Prof.

**ANALYSIS AND DESIGN OF MECHANIZATION AND AUTOMATION MEANS
USING HELICAL DEVICES**

Засоби механізації та автоматизації повинні відповідати низці технічних вимог, найважливішими з яких є:

- продуктивність, необхідна для своєчасного вирішення усіх завдань механізації чи автоматизації цього виду;
- пристосованість до умов навколишнього середовища;
- надійність;
- можливість використання уніфікованих блоків, пристроїв, що випускаються промисловістю серійно;
- простота експлуатації та обслуговування.

Усім цим вимогами відповідають механізми з гвинтовими пристроями, які мають широке застосування як у дискретних технологічних схемах, так і в складі високопродуктивних механізованих та автоматизованих комплексів для обробки, переробки, змішування, транспортування різного роду матеріалів (продуктів, сировини, заготовок тощо) в сільськогосподарських машинах, в машинобудуванні, в обладнанні харчової, легкої та інших галузей промисловості, будівельних та транспортних машинах, побутовій техніці. Номенклатура шнекових механізмів, схеми їх компоновок та конструктивні особливості визначаються їх призначенням та специфікою роботи і постійно розширюються.

Питання розроблення, виготовлення та експлуатації механізмів з гвинтовими пристроями відпрацьовані достатньо повно. Проте їх застосування в якості засобів механізації та автоматизації все ще потребують проведення додаткових дослідницько-пошукових робіт. Для цього необхідне ретельне попереднє вивчення існуючих технологічних процесів та обладнання для їх реалізації.

Успішне застосування механізмів з гвинтовими пристроями в якості засобів механізації та автоматизації, покращення їх параметрів та підвищення ефективності визначає такі основні напрямки їх розвитку:

- розроблення модульних машин з використанням гвинтових конструкцій і створення багатофункціональних гвинтових конструкцій;
- використання сучасних методів дослідження та проектування при створенні нових конструкцій і модернізації існуючих.
- оптимізація гвинтових конструкцій та їх приводів;
- створення принципово нових гвинтових конструкцій;
- підвищення продуктивності, надійності, довговічності, зниження собівартості механізмів з гвинтовими пристроями;
- покращення умов праці обслуговуючого персоналу та розроблення конструкцій, які зводять до мінімуму участь людини в виробничому процесі.

Комплексне опрацювання зазначених напрямків дасть змогу не лише вирішити одну з основних задач механізації та автоматизації – підвищення продуктивності праці, але й змістити фокус на підвищення якості та гнучкості у виробничому процесі.

РАЦІОНАЛЬНІ СПОСОБИ ВИГОТОВЛЕННЯ ЗАГОТОВОК ДЛЯ ОДИНИЧНОГО І ДРІБНОСЕРІЙНОГО ВИРОБНИЦТВА

M.I. Pylypets, Dr., Prof., O.M. Pylypets, Ph.D., Assoc.Prof.

RATIONAL METHODS OF MANUFACTURE OF PREPARATIONS FOR SINGLE AND SMALL BATCH PRODUCTION

Важливим етапом створення машин і механізмів є вибір способу отримання заготовок, який повинен забезпечити щонайнижчу собівартість деталі. Велике значення має економія металу. Якщо проаналізувати втрати матеріалу за типами виробництва, то виявляється, що в умовах багатосерійного, масового виробництва вони порівняно невеликі. Пояснити це можна застосуванням у цих типах виробництв прогресивних методів виготовлення заготовок. Для великих програм випуску затрати на дороге технологічне устаткування та спорядження швидко окупляються.

Інша картина виявляється при ремонті різноманітної техніки й виготовленні її в умовах малосерійного та одиничного виробництва. Підвищення точності заготовки з малою програмою випуску виявляється економічно не вигідним внаслідок перевищення витрат на спорядження заготівельних виробництв над економією металу та механічному обробленні, це добре видно із формули собівартості деталі:

$$C = B_M (C_M + C_T) - B_y C_y + \sum \frac{H_{шт} \cdot \dot{C}_3}{60} \left(1 + \frac{П}{100} \right) + \mathcal{E} + \frac{E}{K},$$

де B_M – норма витрат матеріалу, кг/шт.; C_M – оптова вартість заготовки з врахуванням вартості матеріалу, грн./кг; C_T – питомі транспортні витрати на доставку матеріалу або напівфабрикату, грн./кг; B_y – маса утилізованих відходів матеріалу, кг/шт.; C_y – вартість утилізованих відходів матеріалу, грн./кг; $H_{шт}$ – норма штучного часу, хв./шт.; \dot{C}_3 – погодинна оплата праці працівника відповідного розряду, грн./год.; $П$ – нарахування на зарплату, %, (12-14%); \mathcal{E} – витрати на утримання і експлуатацію обладнання; грн./год E – сума одночасних витрат, пов'язаних з формоутворенням заготовок та їх обробленням, грн.; K – запланована кількість деталей в партії, шт.

Дослідження залежності витрат на виготовлення деталей із заготовок штампованих, витих і кованих, підтверджують, що для виготовлення невеликої кількості деталей із штампованої заготовки малий розхід матеріалу, низькі витрати на механічне оброблення, зате витрати на отримання заготовки високі. Для деталей виготовлених із заготовок, отриманих куванням витрати на виготовлення заготовки менші, але більші витрати вихідного матеріалу та більша вартість механічного оброблення. Найменша собівартість деталей, виготовлених з витих заготовок. Тут мінімальні витрати на початкову заготовку, на її отримання й механічне оброблення.

Виходячи з цього, для одиничних та малосерійних виробництв деяких деталей, вдосконалюючи технологічний процес їх виготовлення та відновлення, особливо в напрямку створення ресурсозберігаючих технологій, вимагає застосування нових типів заготовок – заготовок виготовлених з вихідної заготовки прокату у вигляді штаби, рулоної стрічки, смуги з відповідними розмірними параметрами методом навивання на оправу.

ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК

M.I. Pylypets, Dr., Prof., V.V. Vasykiv, Dr., Assoc.Prof.

OPTIMIZATION OF TECHNOLOGICAL PROCESS OF MANUFACTURE OF SCREW PROCUREMENTS

Впровадження у виробництво технологічних процесів формоутворення гвинтових заготовок навиванням на оправу для деталей машин в машинобудуванні забезпечує підвищення продуктивності праці й зниження матеріалоемкості виробів, розширює номенклатуру деталей, які виготовляються з цих заготовок.

В проектуванні заготовок виникає необхідність визначити її параметри, що можливо при виконанні моделі оптимізації параметрів в процесі навивання. Запропонована модель оптимізації параметрів враховує наступні припущення: перше пов'язане з технологічними можливостями; друге – з формуванням необхідної якості оброблюваної заготовки; третє – з умовами міцності інструментів; четверте – з врахуванням режимів формоутворення. За незалежні змінні при оптимізації процесу формоутворення заготовок навиванням приймали ширину спіралі B , її товщину H , радіус оправу r , кутову швидкість її обертання ω , подачу на крок S_t та довжину заготовки L . За технологічні обмеження приймали стійкість смуги при формоутворенні, допустимий коефіцієнт нерівномірності витягування ψ , подачу супорта на крок S_s ; швидкість навивання стрічки V_{max} . Конструктивні обмеження накладаються на параметри технологічного процесу, виходячи із необхідних розмірів сформованої заготовки: зовнішнього діаметру D_o , мінімальної кількості витків n_{min} , довжини деталі L_{dem} , внутрішнього діаметру d .

Обмеження на міцнісні властивості заготовки накладалися з умови на забезпечення змінної міцності витка від нерівномірності моменту навантаження між витками, з умови забезпечення стійкості пакету при технологічному навантаженні, за зусиллям навивання P , за потужністю навивання N і за мінімальною кутовою швидкістю верстата ω_{min} . Тоді функцію мети можна буде подати у вигляді:

$$f_0 = \alpha_1 K_1 \left(\frac{H}{B} \right)^2 \left(\frac{B}{r+B} \right)^2 + \omega \alpha_2 K_2 B^2 H \left[\sigma_{mo} + \Pi \ln \sqrt{\frac{2\pi}{r}} \right].$$

де α_1, α_2 – коефіцієнти вагомості, визначають за експертною оцінкою.

K_1, K_2 – коефіцієнти при складових функції, що комплексно оцінюють вплив інших факторів і визначаються з приведених залежностей.

Приведена методика ґрунтується на аналізі можливих розв'язків поставленої задачі нелінійного програмування з використанням умови Куна-Таккера і дозволяє визначити оптимальні конструктивні параметри виготовлюваної заготовки без використання трудомістких числових методів. В результаті проведеної оптимізації забезпечуються всі задані характеристики процесу формоутворення навитої заготовки для різного типу деталей складного профілю при мінімальному рівні матеріаломісткості, яка на 20-30% нижча матеріаломісткості суцільних заготовок.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЙ ПОВЕРХНЕВОГО ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

V.I. Tulupov, Ph.D, S.G. Onyshchuk, Ph.D, Assoc. Prof.
RESEARCH OF SURFACES STRENGTHENING TECHNOLOGIES
MACHINE PARTS

Для зміцнення робочих поверхонь деталей машин з метою збільшення довговічності їх експлуатації використовують різні методи [1].

Одним з методів зміцнення робочих поверхонь деталей машин є фрикційне електроімпульсне модифікування, що полягає в нанесенні на поверхню покриття в вигляді твердої змазки з наступним вигладжуванням з одночасним використанням імпульсного струму [2].

Авторами даної роботи проведено порівняльне дослідження двох методів зміцнення робочих поверхонь деталей машин. Сутність першого методу полягає в тому, що на поверхню деталі наноситься шар дисульфиду молібдену (MoS_2). Далі виконується електроімпульсне вигладжування з пропусканням імпульсного струму прямокутної форми через зону контакту інструмента з деталлю. Як результат на поверхні утворюється регулярна дискретна структура (РДС) поверхні у вигляді зміцнених фрагментів з дисульфідом молібдену (MoS_2) та фрагментів з MoO_3 . Розташування зміцнених фрагментів залежить від частоти та тривалості імпульсів струму, а також режимів вигладжування [3].

Для забезпечення локального розігріву зони контакту інструменту з заготовкою використовувався генератор імпульсного струму (рис.1).

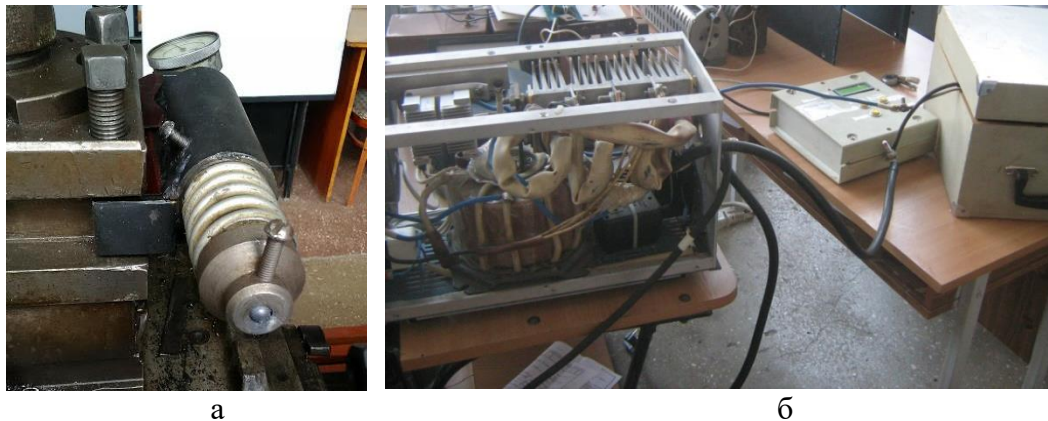


Рис.1. Оснащення для вигладжування:

а – вигладжувач

б – генератор імпульсів струму прямокутної форми

Для дослідження технологічного методу фрикційного електроімпульсного модифікування вигладжуванням використовувався план експерименту типу 2^2 . Технологічними факторами були обрані: шпаруватість X_1 (q): «-» – 2, «+» – 3; частота імпульсного струму X_2 (f): «-» – 100 Гц, «+» – 200 Гц. Інші умови вигладжування: частота обертання заготовки $n=63 \text{ хв}^{-1}$, поздовжня подача $s = 0,14 \text{ мм/об}$, зусилля притискання пластини 250Н, амплітуда імпульсів струму 200 А.

Другий метод, що досліджувався, полягає в тому, що зміцнений шар на поверхні металевої заготовки отримується шляхом насичення хромом методом алюмотермії, що ініціюється електричним імпульсом від електроду на відкритому повітрі.

Для реалізації способу зміцнення на оброблювану поверхню наноситься шар товщиною 0,5 мм суміші оксиду хрому Cr_2O_3 , металевого порошку алюмінію Al та рідкого скла. Деталь зі сталі марки 40ХН установлюється на оправці й закріплюється в трикулачковому патроні токарно-гвинторізного верстата мод. 1К625. Частота обертання деталі – 63 хв^{-1} . На електрод, що отримує поздовжню подачу зі швидкістю 2 мм/хв, подається електричний струм напругою 12 В. В результаті виникає електрична дуга, що ініціює процес алюмотермії (рис.2) [4].



Рис.2. Реалізація способу зміцнення методом алюмотермії

Дослідження зносостійкості виконувалось з використанням методу штучних баз. Випробування на устаткуванні за методикою випробувань на машині тертя виконувалось за схемою «диск-колодка». Результати досліджень свідчать про те, зносостійкість після фрикційного електроімпульсного модифікування збільшується в 1,8 рази, після алюмотермії збільшується в 2 рази, інтенсивність зношення після фрикційного електроімпульсного модифікування зменшується в 1,6 рази, після алюмотермії зменшується в 1,8 рази.

Література

1. Технологія дискретного та комбінованого зміцнення для збільшення ресурсу елементів конструкцій військової та цивільної мобільної техніки: визначення параметрів на основі комп'ютерного моделювання / А. П. Марченко [та ін.] // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Сер. : Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ "ХПІ", 2017. – № 14 (1236). – С. 161-174.
2. Эдигаров В.Р. Влияние режимов поверхностного фрикционно-электрического модифицирования на структуру, механические и эксплуатационные свойства стали осей балансиров: автореф. дис. канд.техн.наук / В.Р. Эдигаров. – Тюмень, 2006. – 20 с.
3. Ковалевський С.В., Тулупов В.І., Онищук С.Г. Дослідження методу фрикційного електроімпульсного модифікування // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем: матеріали VII міжнародної науково-практичної конференції – Чернігів: Вид-во ЧДТУ, 2017. – Т.1. – С.146-147.
4. Тулупов В.І., Онищук С.Г. Дослідження способу зміцнення металевих зразків методом алюмотермії // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем : матеріали тез доповідей XI міжнародної науково-практичної конференції – Чернігів: ЧДТУ, 2021. – Т.1. – С.97.

УДК 678.5; 621

І.Т. Ярема, канд. техн. наук, І.В. Луців, докт. техн. наук, проф., В.М. Буховець, канд. техн. наук.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

ВІДНОВЛЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КУЛЬОВИХ КРАНІВ Ду-100 «GROVE» ВИРОБНИЦТВА ІТАЛІЇ

I.T. Yarema Ph.D., I.V Lutsiv Dr., Prof., V.M. Buhovets Ph.D.

WORKING CAPACITY RECOVERY OF BALL VALVES Dy-100 "GROVE" MADE IN ITALY

На об'язках технологічних ліній компресорних станцій (КС) магістральних газопроводів «Уренгой – Помари -Ужгород» використовуються кульові крани Ду-100 виробництва фірми «Grove» (Італія). За конструкцією такі крани виконуються з фіксованим кульовим затвором. Ущільнення кульового затвору здійснюється за рахунок підтискання сідла до кульової поверхні за допомогою тарільчатої пружини та перепаду тиску в закритому положенні крана. Герметизація пари «сідло-куля» в штатних кранах забезпечується за рахунок тефлонового ущільнення, яке запресоване в кільцеву канавку металевого сідла кульового затвору. Для ущільнення металевого сідла з корпусом крана використовується гумове кільце круглого перерізу яке не дозволяє пропуску газу у корпус крану.

Експлуатації кранів Ду-100 «Grove» на деяких КС України становить понад 40 років. Внутрішні деталі (куля, шток, сідла) таких кранів покриті нікелем, але внаслідок тривалої експлуатації та дії агресивних середовищ (метан, сірководень, абразивні домішки та інш) такі покриття в деяких місцях руйнуються. Незахищені покриття ділянки кулі піддаються негативній дії корозії і, як наслідок, на її поверхні утворюються лунки та вм'ятини. Глибина цих лунок може коливатися від сотих до 0,5 міліметра. Причиною виходу з ладу пластмасових ущільнень, які контактують із кульовим затвором, є ерозійне зношування та пошкодження ущільнювальної поверхні при попаданні в зону контакту абразиву та інших твердих механічних частинок.

Розроблена технологія ремонту кульових кранів, яка полягає в наступному. Проводиться повне розбирання крана та очищення і промивка всіх його деталей, оцінюється стан кулі, сідел, пластмасових та гумових ущільнень, тобто визначається їх можлива подальша експлуатація та наскільки вони зношені чи пошкоджені. Якщо нікелеве покриття кулі збережене, а на її поверхні є незначні подряпини, то кулю полірують, запресовують в сідла нові пластмасові ущільнення та замінюють на нові всі гумові ущільнення крану. При пошкодженні захисного покриття на робочій поверхні кулі та за наявності глибоких канавок чи лунок, кулю на сферо-токальному верстаті обточують, а потім поновлюють захисне покриття. Так як при цьому зовнішній діаметр кулі змінюється, то вносяться зміни в конструкцію та геометричні розміри ущільнень із таким розрахунком, щоб вона забезпечувала повну герметичність кульового затвору та крану в цілому. Підвищення ефективності ущільнень кульових кранів досягається через удосконалення конструкцій та використання сучасних полімеркомпозиційних матеріалів. При розробці запропонованої конструкції ущільнення кулі необхідно враховувати умови, в яких експлуатується даний кран. Для виготовлення механічним способом ущільнення використовується фторопласт марки Ф-4К20, який має в своєму складі 20% вуглицю і характеризується підвищеною, в порівняно з іншими фторопластами, зносостійкістю. Застосування цього матеріалу дозволяє підвищити герметичність ущільнення і значно зменшити крутні моменти на поворотному штоці крану внаслідок низького коефіцієнта тертя його по металу. Після цього кран збирають.

УДК 621.86

Т.Д. Навроцька, М.Д. Сіправська, А.І. Гевко

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ СПОСОБУ ВИГОТОВЛЕННЯ СПІРАЛЕЙ ШНЕКІВ ОБЕРТОВОЮ ВТУЛКОЮ

T.D. Navrotska, M. D. Spravaska, A.I. Nevko

TECHNICAL AND ECONOMIC JUSTIFICATION OF THE METHOD OF MANUFACTURE OF SCREWS OF SCREWS BY ROTARY BUSHING

Гвинтові елементи є широко вживаними елементами у різних типах машин, механізмів і, особливо, гвинтових конвеєрів. Проте складність і висока енергоємність процесів їх виготовлення змушує здійснювати пошук нових способів їх отримання. Так утворення гвинтових елементів методом штампування з подальшим їх зварюванням у спіраль призводить до значних втрат матеріалу та низької її якості. Прокатування спіралей є енерго- та капіталовитратним і стає технологічно обґрунтованим лише у масовому виробництві. Відтак найбільш технологічними методами є навиванням, що здійснюється зі стрічкової смуги. Тому розроблення способу навивання спіралей шнеків обертовою втулкою є актуальним.

Для визначення економічної ефективності розробленого способу навивання спіралей шнеків обертовою втулкою проведено техніко-економічне порівняння цього способу із способом навиванням спіралей на оправу. Підрахунок вартості варіантів способів навивання спіралей по окремих відмінних операціях технологічного процесу проведено при виготовленні спіралі товщиною 2 мм, висотою витка 30 мм, зовнішнім діаметром 100 мм, з матеріалу - сталь 08кп, стрічки довжиною 3 м, за використання верстат моделі 16E16КП та спеціального оснащення, а їх результати відображено в таблиці 2.

Таблиця 1

Елементи витрат	Базовий варіант (навивання на оправу)	Проектний варіант (обертовою втулкою)
Витрати на заробітну плату	1,68	1,47
Витрати на електроенергію	0,27	0,22
Витрати на амортизацію обладнання (оснащення)	0,01 (0,008)	0,01 (0,011)
Разом витрат	1,96	1,7

Річний економічний ефект, при заміні базового варіанту навивання гвинтових спіралей (навивання на оправу) на проектний (навивання обертовою втулкою), при роботі обладнання в одну зміну, становить:

$$E_p = (2070 / (114 / 3600)) \cdot (1,96 - 1,7) = 16995,79 \text{ грн.}$$

Проведене обґрунтування доводить ефективність застосування запропонованого способу навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою.

Література:

1. Гевко І.Б., Лещук Р.Я., Гудь В.З. та інші. Гнучкі гвинтові конвеєри: проектування, технологія виготовлення, експериментальні дослідження. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. 208 с.

УДК 621.7.019.74

В.В. Шанайда, канд. техн. наук, доц., В.В. Лазарюк, канд. техн. наук, доц.
Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя, (Україна)

ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ ПОВЕРХНІ СИЛКАТНОГО СКЛА ПРИ ОБРОБЦІ ЛАЗЕРНИМ ПРОМЕНЕМ

V.V. Shanaida, Ph.D., Assoc. Prof., V. V. Lazaryuk, Ph.D., Assoc. Prof.

STUDY OF THE SURFACE STATE OF SILICATE GLASS DURING MACHINING BY LASER BEAM

Сучасні соціально-економічні відносини перебувають в стані постійного руху, взаємного впливу та розвитку. У сферах виробництва та освіти започатковані нові форми комунікації на базі платформи фаблаб, які сприяють швидкому реагуванню науково-освітнього циклу на швидкозмінні вимоги виробництва та бізнесу [1]. Активне впровадження інноваційних технічних рішень стимулює використання нових матеріалів та впровадження прогресивних методів їх обробки. Протягом останнього десятиліття спостерігається активне застосування скла як у галузі будівництва, так і в дизайнерських чи мистецьких інсталяціях, галузевому машинобудуванні. Впровадження скловмісних матеріалів у конструкціях машин дозволяє зменшити зношувальність вузлів тертя та профілів кочення, а відповідно, збільшити експлуатаційний ресурс, підвищити довговічність механізму [2].

З огляду на всезростаючу кількість верстатного та зварювального устаткування, в основу роботи котрих покладено використання енергії лазерного променя, недостатньою кількістю вітчизняних робіт із лазерного гравірування, маркування та розмірної обробки скловиробів нами визначено окремі напрями дослідження для встановлення впливу лазерної обробки на якість поверхневого шару листового скла. Для проведення досліджень використано лазерний верстат MTech L640 із CO₂ лазером RECI W2 (номінальна потужність 90 Вт, довжина хвилі випромінювання 10,6 мкм, імпульсний режим випромінювання), металографічний мікроскоп МИМ-10, цифровий світловий монокулярний біологічний мікроскоп з підсвіткою та листове скло марки М1 (ДСТУ Б В.2.7-122-2003, ГОСТ 111-2014). Стан поверхонь, які були оброблені лазерним променем, вивчали при оптичному збільшенні 10-200 разів, а також з використанням окуляра із розмірною шкалою.

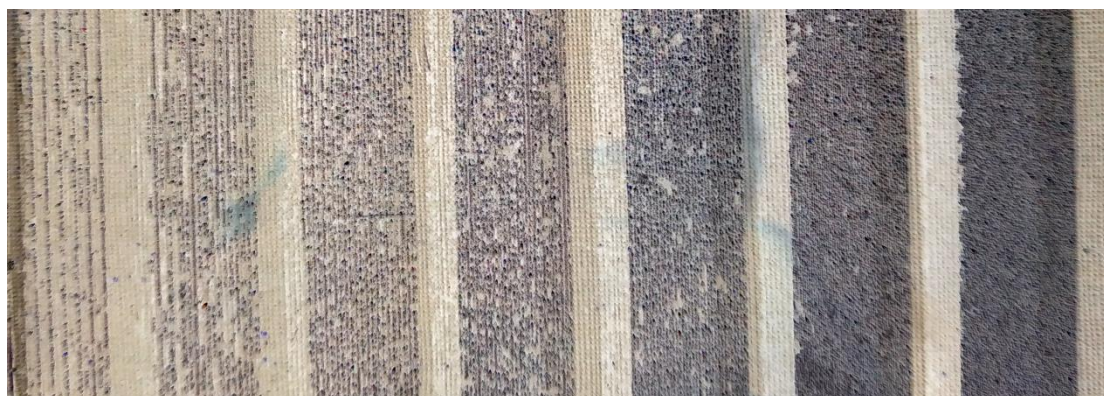


Рис. 1. Загальний зовнішній вигляд прямокутних ділянок після обробки лазерним променем із спадаючим кроком зміщення робочого органу зліва на право

Серед технологічних аспектів, які суттєво впливають на якість поверхневого шару скла, було визначено: потужність лазерного променя, фокусну відстань,

наявність обдубу оброблюваної поверхні, швидкість переміщення лазерної головки, крок зміщення лазерного променя відносно попередньої обробленої ділянки. Кожен із вище перелічених параметрів перебуває у тісному взаємозв'язку з іншими параметрами і має раціональний діапазон зміни своєї величини.

Представлене фотографічне зображення (див. рис. 1) наглядно ілюструє, що кожна ділянка характеризується певною структурою поверхневого шару, наявністю сколів та відшарування матеріалу, кількістю та видовою різноманітністю тріщин тощо. Нижче подані фотографічні зображення дають уявлення про зміну структури поверхневого шару скла, обробленого лазерним променем в залежності від кроку зміщення лазерної головки при незмінності інших технологічних параметрів.

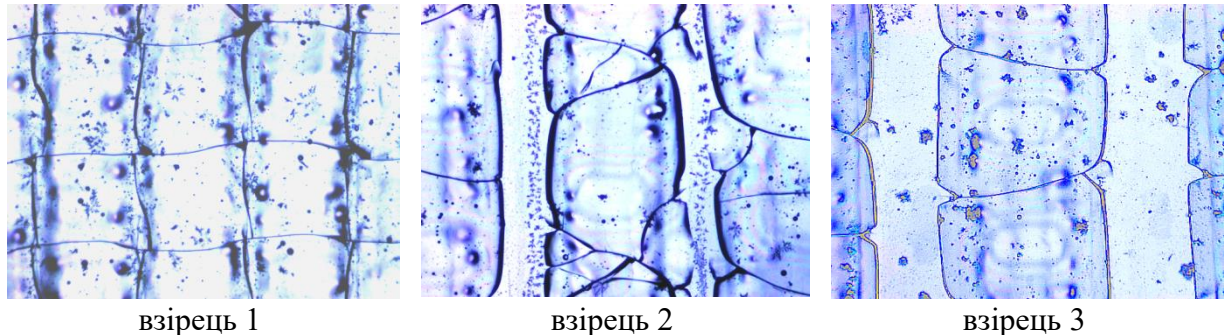


Рис. 2. Мікрорельєф обробленої поверхні листового скла із різним кроком зміщення лазерної головки

Очевидно, що якість такої обробки залежить від швидкості поширення теплового поля в оброблюваному матеріалі, інтенсивності подачі повітря в зону обробки, площі перекриття оброблюваних зон лазерним променем.

Таким чином, проведені дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

- використання лазерного випромінювання при потужностях в діапазоні 25-70 Вт дозволяє проводити профільну обробку скляної поверхні;
- спосіб формування геометричного профілю оброблюваної поверхні має суттєвий вплив на порядок проходження лазерного променя по оброблюваній поверхні;
- крок зміщення лазерного променя впливає на загальну структуру обробленої поверхні;
- мікрорельєфом та структурою поверхневого шару можна керувати шляхом підбору раціональних технологічних параметрів.

Література.

1. Навчальна програма розвитку підприємництва на базі фаблабу / Наталія Мариненко, Валерій Лазарюк, Тетяна Вітенько, Володимир Шанайда // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції „Формування механізму зміцнення конкурентних позицій національних економічних систем у глобальному, регіональному та локальному вимірах“, 31 березня-01 квітня 2021 року. — Т. : ФОП Паляниця В.А., 2021. — С. 50–52. — (Особливості інтеграції держави, бізнесу, науки, освіти в умовах цифровізації суспільства).

2. Букетов А. В., Стухляк П. Д., Добротвор І. Г., Митник М. М. Спосіб отримання епоксидного композитного покриття з підвищеною зносостійкістю: патент України (на корисну модель) № 33123. МПК (2006) С09D 4/00. Пат. заявл. 08.02.2008 р., опубл. 10.06.2008, Бюл.№ 11, 2008 р.

УДК 621.01

І.І. Стойко, канд. техн. наук, доц.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

НЕВИЗНАЧЕНІСТЬ БАЗУВАННЯ КРИВОЛІНІЙНИХ ОСЕЙ В ТРЬОХ ЦЕНТРАХ: СПОСОБИ І ТОЧНІСТЬ

I.I. Stoyko, Ph.D., Assoc. Prof.

UNCERTAINTY OF BASIS OF CURVILINE AXES IN THREE CENTERS: METHODS AND ACCURACY

Під точністю оброблення деталей машин розуміють степінь відповідності виготовленої деталі заданим розмірам, формі та іншим характеристикам, які витікають із службового призначення цієї деталі. Основними ознаками відповідності деталі заданим вимогам є:

- 1) точність форми, тобто степінь відповідності окремих поверхонь деталі тим геометричним тілам, до яких вони прирівнюються;
- 2) точність розмірів поверхонь деталі;
- 3) точність взаємного розміщення поверхонь;
- 4) степінь шорсткості поверхні.

Досягнення всіх нормованих показників точності криволінійних осей (рис.1), у яких на перший план виходить показник точності взаємного розміщення геометричних осей, які перетинаються під кутом $90^\circ < \gamma < 180^\circ$ з точністю позиціювання 10-15', ставить нові питання до технології їх виготовлення. Не прямолінійність геометричної осі обертання вимагає нетипового підходу до принципів базування деталей.

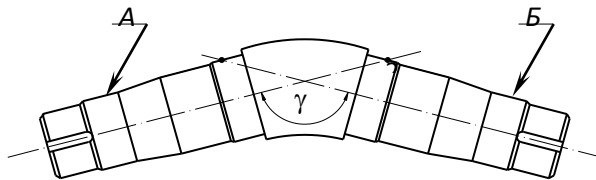


Рис. 1. Типова конструкція криволінійної осі

Конструкція криволінійної осі не дозволяє виконання співвісних центрових технологічних отворів по геометричній осі обертання, при допомозі яких деталей можна було б базувати у центрах токарних і шліфувальних верстатів. Традиційне базування прямолінійної деталі у співвісних центрах полишає деталь п'яти зв'язків вільності у просторі - три у центрі шпindelьної бабки верстата і два у центрі задньої бабки. Для позбавлення деталі шостого зв'язку вільності в традиційній технології використовують спеціальний поводок із сторони шпindelьної бабки.

Суть базування у трьох центрових отворах полягає у тому, щоб замість осьового центрового отвору, призначеного для центра шпindelьної бабки верстата, використати два, зміщені з геометричної осі обертання верстата і які лежать з нею в одній площині. Технологічно розроблено три схеми базування для токарного і шліфувального оброблень у трьох центрових отворах (рис. 2):

- а) з використанням паралельно зміщеного, кутового і осьового центрів (рис. 2а);
- б) з використанням двох перпендикулярно зміщених і осьового центрів (рис. 2б);
- в) з використанням двох у площині симетрії деталі і осьового центрів (рис. 2в).

В усіх трьох випадках, за умови ідеального розміщення центрових отворів у деталі та центрів у відповідному спорядженні, основним базуючим центром є центр 1, який полишає деталь трьох зв'язків вільності у просторі. Осьовий центр 3 полишає

деталь ще двох зв'язків вільності. Центр 2 є підвідним і полишає деталь шостого зв'язку вільності.

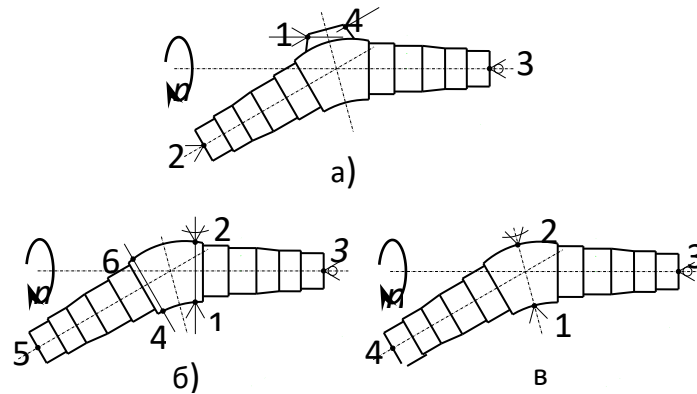


Рис. 2. Способи базування криволінійних осей у трьох центрових отворах

Указані методи базування по різному характеризуються з точки зору дії на базові центри сил різання, що має велике значення для забезпечення жорсткості усієї системи, надійності технологічного спорядження. Якщо у першому випадку рівнодіюча сил різання спрямована майже на упор основного базуючого центра, то в інших двох випадках вона має зрізуюче спрямування у відношенні до центра.

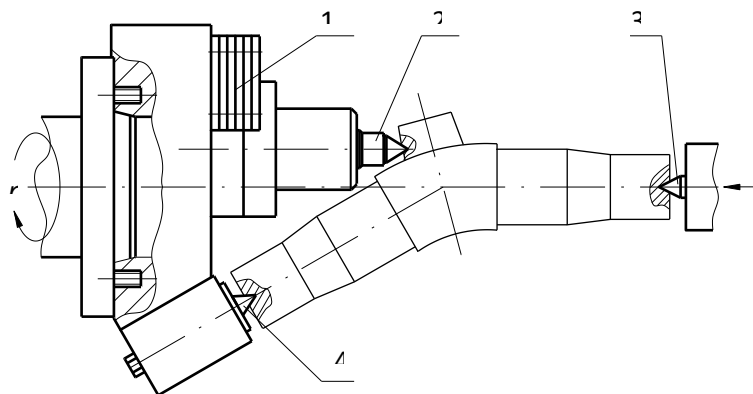


Рис. 3. Базування й затиск криволінійної осі у пристрої токарного верстата (спосіб базування рис. 2а)

Реальність вносить в усі три схеми базування свої корективи. Це пов'язано з технологічною точністю виконання як центрових отворів, так і відповідного спорядження для закріплення деталей у токарному та шліфувальному обладнанні. Якщо за ідеального розміщення центрових отворів у заготовці деталі і центрів у відповідному технологічному спорядженні центри 2 і 3 позбавляють деталь відповідно двох і одного зв'язку вільності, то у практичному використанні похибки виконання центрових отворів і спорядження зі зміщеними центрами може перерозподіляти зв'язки вільності між центрами 2 і 3, тобто замість двох зв'язків вільності на центрі 2 і одного зв'язку на центрі 3 може бути один зв'язок вільності на центрі 2 і два зв'язки на центрі 3. У цьому полягає принцип невизначеності базування у трьох центрових отворах, який у кінцевому результаті впливає на точність виконання кута перетину геометричних осей у процесі механічного оброблення. Врахування цього моменту базування деталей для механічного оброблення у трьох центрових отворах у кінцевому результаті визначає досягнути точність кута перетину геометричних осей деталі.

НОВІТНІ ТЕХНОЛОГІЇ В УМОВАХ ВИКЛИКІВ «ІНДУСТРІЯ 4.0» І НАБЛИЖЕННЯ «ІНДУСТРІЯ 5.0»

Yu. N. Kuznetsov, Dr., Prof.

LATEST TECHNOLOGIES IN INDUSTRY 4.0 AND INDUSTRY 5.0 CHALLENGE CONDITIONS

Основна риса сучасності в умовах викликів четвертої промислової революції «Індустрія 4.0» - створення нової техніки і новітніх технологій в секторі засобів виробництва економічно розвиненої держави, де більше уваги приділяється штучному інтелекту, екології, інтеграції науки, освіти, виробництва і сфері послуг [1].

Сьогодні, як ніколи, і особливо в умовах коронавірусу, люди почали замислюватися про майбутнє: своє, як особисті, своєї родини, свого колективу в організації, своєї країни і, навіть, всього людства, задаючи питання: «Що нас чекає в недалекому і далекому майбутньому?». Зараз вчених і мислителів турбує філософія майбутнього і навіть його конструювання, що приводить до ефекту емерджентності і створенню несподіваних рішень на рівні винаходів і наукових відкриттів. Це можливо на основі використання системного підходу, застосування теорій еволюційного і генетичного синтезу стосовно складних технічних систем (ТС), що розвиваються в часі [2,7].

В основу створення складних систем закладено основний принцип генетики «Від простого до складного», тобто уявлення про елементарність, вчення про властивість елементарних структур, які виконують роль теоретичної основи для узагальнення і синтезу знань в сучасних фундаментальних науках. В даному випадку методичною основою виступає принцип існування обмеженої кількості елементарних (породжувальних) структур, що підтверджується дослідженнями в різних областях [2,5], наприклад: всі живі організми утворені з 24-х хімічних елементів; вся кольорова гама утворена з 7-ми кольорів; всі музикальні твори написані з 7-ми нот; всі числа складаються з 10-ти цифр; всі джерела електромагнітного поля містять 6 геометричних класів поверхонь, тощо.

На сучасному етапі еволюції техніки спостерігаються стійкі тенденції зростання складності проблем, що постають перед спеціалістами в різних галузях технічної діяльності. Це обумовлено процесами конвергенції наук у вигляді нано-біо-інфо-когно-соціо-еко (НБІЕСЕ)-технологій, широким поширенням цифрових технологій, різким збільшенням обсягів інформації, міждисциплінарним рівнем знань і штучним інтелектом.

Сьогодні важко уявити людську діяльність без електрики. Тому відкриття генетичної класифікації первинних джерел електромагнітного поля [7] створило умови для постановки принципово нових системних задач, серед яких чільне місце посідають задачі передбачення, яке здійснюється на основі розшифрування і аналізу генетичних програм структуроутворення довільних функціональних класів електромеханічних систем [6].

За результатами досліджень, проведених в КПІ ім. Ігоря Сікорського механіками і електромеханіками, здійснена практична реалізація програми геномних досліджень, яка дозволила відкрити нові функціональні класи об'єктів (рис.1). Це дозволило суттєво зекономити часові й матеріальні ресурси, які традиційно витрачаються на

пошук нових оригінальних ідей, інноваційних проектів та технологій. Використання теорії генетичної електромеханіки дозволило здійснювати спрямований генетичний синтез і передбачення верстатів нового покоління з їх моделюванням у вигляді структурних генетичних формул [3].



Рис. 1. Перші в світі технічні об'єкти, синтезовані в КПІ за результатами розшифрування їх генетичних програм

В історії діяльності Людини важливу роль зіграла механіка – наука про закони руху тіл, що має відношення до всіх явищ Природи і творінням техніки, до всіх природничих наукових дисциплін. Відкриття здається на перший погляд парадоксальним нових ефектів і явищ, об'єктивно існуючих в Природі, дозволяє на багато років вперед прогнозувати і навіть передбачати розвиток науки і техніки, розв'язувати найскладніші проблеми, які стоять перед людством, серед котрих енергетичні, екологічні, сировинні, інформаційні та інші. По аналогії з біологічним і електромагнітним генами в основу механічного гена на генетичному рівні, як нащадкової інформації, створеної Природою, можуть бути покладені елементарні частинки у вигляді безрозмірної матеріальної точки [3] – нерухомої для статичних ТС і рухомої під дією сили і (або) моменту для динамічних ТС.

Процес творчого мислення Людини, як психічний процес відображення об'єктивної реальності (вищий ступінь людського пізнання), пов'язаний з великою кількістю перешкод, оскільки проблема мислення не може мати однозначного тлумачення і охоплює широкий діапазон дій лівої і правої півкуль людського мозку від альтернативно-логічного до інтуїтивно-практичного мислення в їх взаємодії або схрещуванні, що умовно можна віднести до гібридного мислення [4] (рис.2).

На горизонті починає проглядатися нова промислова революція «Індустрія 5.0», яка якісно відрізняється від чотирьох попередніх розвитком людиноцентристських технологій, спрямованих на підсилення фізичних можливостей Людини, його творчого і інтелектуального потенціалу, підвищення якості, продовження життя [8,9]. З'явилася нова концепція: майбутнє технологій-це не технології, що заміщують Людину, а технології, що доповнюють Людину.

Вже є новітні технології удосконалення тіла і розуму. З'явилися теорії і технології, спрямовані на довголіття Людини. Майбутнє також за невеликими

ядерними реакторами, які дозволяють значно знизити викиди вуглекислого газу. Продукти харчування з застосуванням біотехнологій будуть вироблятися не на сільськогосподарських ланах, а в лабораторіях з клітин.

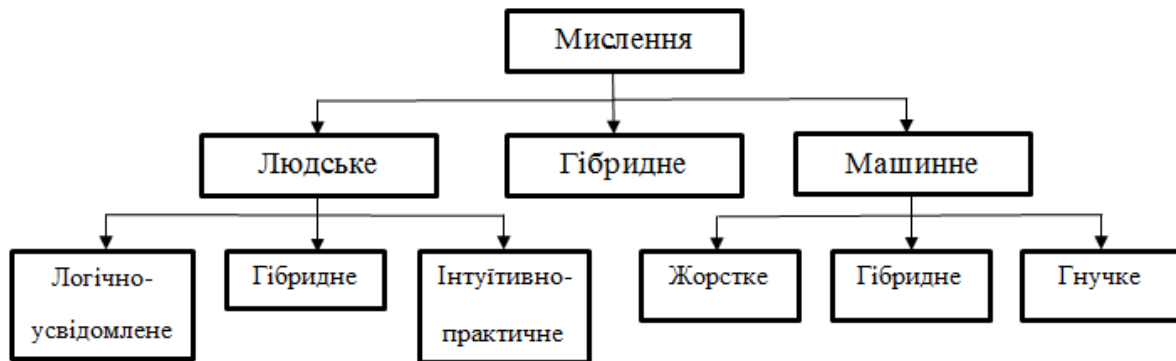


Рис. 2. Варіанти мислення в процесі науково-технічної діяльності

Індустріальні революції в майбутньому приведуть до того, що відношення людей з машинами на виробництві і в звичайному житті перейдуть на новий рівень. Поки ніхто не може стверджувати, як це відобразиться на суспільстві, в діяльності якого з'явиться «Індустрія 5.0».

Література

1. Кузнецов Ю.Н. Вызовы четвертой промышленной революции «Индустрия 4.0» перед учеными Украины //Вестник ХНТУ, №2 (61), 2017.-с.67-75.
2. Кузнецов Ю.Н. Эволюционный и генетический синтез технологического оборудования нового поколения // Резание и инструмент в технологических системах: Междунар. науч. – техн. сб. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – Вып. 85. - с.149-162.
3. Кузнецов Ю.Н. Новый взгляд на материальную точку как носителя генетической информации при создании технических систем //Материалы Международной научно-практической конференция «Фундаментальные основы механики», Новокузнецк: НИЦ МС, 2016. - №1.- с.26-40.
4. Кузнецов Ю.М. Людське мислення і штучний інтелект на прикладі синтезу затискних цангових патронів //6-я межд. науч.-практ. конф.»Информационные технологии и взаимодействия». КНУ им. Т.Г. Шевченко, 2019.-с.236-245.
5. Кузнецов Ю., Шинкаренко В. Генетический подход – ключ к инновационному синтезу сложных технических систем. Журнал «Fundamental sciences and applications», т.16, Пловдив (Болгария), к.2, 2011. – с.15 – 33.
6. Междисциплинарный подход к моделированию и созданию сложных электромеханических систем на примере мотор-шпинделя /Шинкаренко В.Ф., Кузнецов Ю.Н. //Материалы Всеукр. науч.-практ. конф. «Сучасні технології промислового комплексу». Херсон, ХНТУ, 2015.-с.8-13.
7. Шинкаренко В.Ф. Основы теории эволюции электромеханических систем. – К.: Наукова думка, 2002. – 288 с.
8. <https://www.hse.ru/news/expertise/463569696.html>.
9. <http://roboticstoday.ru/industriya-5-0-evolyuciya-ili-revolyuciya/>.
10. <https://4esnok.by/obzory-i-rejtingi/budushhee-za-industriey-5-0-i-kommunikaciy-s-robotami/>.

ОСОБЛИВОСТІ ЗАПРОВАДЖЕННЯ АДИТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ПРОЦЕСАХ ВИРОБНИЦТВА ЗАГОТОВОК

L.M. Danylchenko, Ph.D., Assoc. Prof.; D.L. Radyk, Ph.D., Assoc. Prof.
**FEATURES OF INTRODUCTION THE ADDITIVE TECHNOLOGIES
IN WORKPIECES' MANUFACTURING PROCESSES**

Аддитивні технології є одним із найважливіших напрямків розвитку сучасних інженерних рішень, застосування яких розширює горизонти високотехнологічних інноваційних проєктів (в частині конструювання механізмів, вузлів, структурних моделей), що не можливо реалізувати з використанням традиційного інструментарію.

Змістовна сутність технологій адитивного виробництва полягає у з'єднанні шарів матеріалу для створення об'єктів з даних 3D-моделі, що концептуально відрізняє високотехнологічний виробничий процес від усталеного традиційного процесу оброблення матеріалів. Надійність деталей агрегатів машин залежить не лише від їх конструктивної міцності, опору циклічним і тривалим статичним навантаженням, але й від технології їх виготовлення, яка безпосередньо впливає на якість поверхневого шару деталі. У поверхневому шарі утворюються конструктивні та технологічні концентратори напружень, він зазнає впливу наклепу й внутрішніх залишкових напружень в процесі механічного оброблення. Тут основними факторами, які визначають якість поверхневого шару, є фізико-механічні властивості оброблюваного матеріалу, методи та режими механічного оброблення, геометрія різального інструменту, ступінь його затуплення й властивості мастильно-охолоджувальної рідини, зміцнення і захисні покриття [1]. Зважаючи на це, для виготовлення однієї складної деталі може знадобитися великий технологічний цикл, який включає в себе багато етапів. Кожен етап вимагає наявності певного обладнання. Велика кількість оброблювальних верстатів і пристроїв вимагають значних площ і кількість кваліфікованого персоналу. Аддитивні технології дозволяють скоротити виробничу лінію на одну установку та термін виготовлення складних деталей. В процесі «друку» моделей і деталей з'являється можливість вносити зміни в їх конструкцію. Для цього не доводиться заново виготовляти оснащення, ливарні форми або штампи, достатньо внести зміни в комп'ютерній моделі [2].

Окрім того, застосування адитивних технологій як інструментів механізму цифровізації в промисловості дозволяє не лише прискорювати процес виробництва, але й економити витрати на матеріали. Так, в основному, значна кількість деталей виготовляється з цілісної штамповки за допомогою функціонування багатокоординатних оброблювальних центрів, які виточують остаточний вигляд деталі, при цьому відходи дорогого металу є суттєвими. Тоді як в процесі застосування адитивних технологій коефіцієнт використання матеріалу заготовки (порошку) близький до 94-96%, і залишок порошку доцільно використовувати для виготовлення наступних заготовок. Поряд з уже переліченими перевагами адитивних технологічних рішень, відзначимо, що одним із показників високоякісного технічного виробу є кількість деталей, з яких він складається - чим менше деталей, тим більш досконалим він є. Тут адитивним технологічним шляхом забезпечується виготовлення монолітних деталей, що при традиційному підході можливо лише в форматі складових елементів.

В рамках дослідження вивчено можливість застосування адитивних технологій в машинобудуванні, їх технологічні особливості, перспективи застосування в процесі

виробництва деталей для промислового сектору. Виділяючи високу практичну значимість застосування даної технології, відзначимо також зниження витрат на виробництво комплектуючих частин агрегатів машин і відносна простота процесу виготовлення деталей. Процес виробництва комплектуючих елементів включає в себе скорочення комплектуючих частин створюваних вузлів і агрегатів, мінімізацію кількості технологічних операцій, не потребує додаткового обладнання. При автоматизації процесів виробництва деталей знижується працемісткість і термін виготовлення, вагові показники, відходи. Підвищується точність виготовлення деталей, уніфікується склад використовуваних матеріалів тощо. Розглядаючи генезис одержання заготовок адитивними методами, поняття «адитивні технології» є поєднанням підходів і методик, при яких вироби виготовляються, виходячи з даних цифрової моделі із застосуванням методу пошарового додавання матеріалу. Деталь формується шар за шаром шляхом затвердіння кожного шару згідно конфігураційних вимог перетину моделі, а також ступеня зчеплення всіх наступних шарів один із одним із застосуванням 3D-прінтерів.

Процеси 3D-друку металовиробів виникли при інтеграції знань з світу комп'ютерів, механіки та матеріалознавства. Розроблення більшості з них почалася в середині 90-х років із розвитком лазерних технологій. Хоч вони розроблялись різними інститутами, проте їх елементарні принципи практично однакові (рис. 1). При русі сопла 2 в напрямку 1 пучок променів лазера 3 плавить частки порошку 5 в зоні 6, в результаті чого отримують осаджений шар 4 на підкладці 7. Оскільки деталі отримують з рідкого металу шляхом розплавлення його і пошарового нанесення на підкладку, де він твердне, то деталь має всі ознаки виливки. При цьому метал плавлять не в печі, а на підкладці (рідше в потоці теплоносія) із затвердінням і охолодженням його, як правило, в захисній газовому середовищі за наявності більшості явищ і операцій, властивих ливарно-металургійним процесам. Механічні властивості отриманих таким методом деталей в статичних умовах не поступаються ковальсько-пресовим заготовкам.



Рис. 1 - Спосіб 3D-друку металовиробів: а) принципова схема [3]:

1 – напрям руху; 2 – сопло осаджувача; 3 – пучок променів лазера; 4 – осаджений шар;
5 – частки порошку; 6 – зона розплавлення; 7 – підкладка; б) приклади

Література:

1. Radyk D., Dharan S. Investigation of 3D-technologies in casting technology manufacturing / Book of abstract of the IV International scientific and technical student's conference "Fundamental and applied sciences. Actual questions" 28th-29th of April 2021. – Ternopil: TNTU, 2021. – P. 119-120.
2. Danylchenko L., Shadrack O. Investigation of modern additive technologies of foundry equipment manufacturing / Book of abstract of the IV International scientific and technical student's conference "Fundamental and applied sciences. Actual questions" 28th-29th of April 2021. – Ternopil: TNTU, 2021. – P. 107-108.
3. Fan, Zhiqiang and Liou, Frank, «Numerical Modeling of the Additive Manufacturing (AM)», ed. A. K. M. Nurul Amin, Rijeka, Croatia, InTech, 2012, p. 3–28.

СЕКЦІЯ: ПРОГРЕСИВНЕ МЕТАЛООБРОБНЕ ОБЛАДНАННЯ ТА СУЧАСНІ ІНСТРУМЕНТАЛЬНІ СИСТЕМИ

УДК 621.82

А.В. Гагалиук, канд. техн. наук, Р.А. Склярів, канд. техн. наук, доц.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

**ПРОТИРІЧЧЯ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ТА ВИБОРІ ОПРАВОК ДЛЯ
ОБРОБЛЕННЯ ТОНКОСТІННИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДЕТАЛЕЙ**

A.V. Gagaliuk, Ph.D., R.A. Skliarov, Ph.D., Assoc. Prof.

**CONTRADICTIONS IN DESIGNING AND CHOOSING MANDRELS FOR
MACHINING THIN-WALLED PARTS**

Як відомо оправки це спеціальне пристосування, здебільшого у вигляді конуса для прецизійного базування деталей по їх внутрішній циліндричній поверхні. Такий спосіб кріплення зумовлений декількома причинами, а саме:

- 1) необхідністю оброблення усієї зовнішньої циліндричної поверхні за один прохід;
- 2) неможливістю закріплення заготовки по торцях або в інший відомий спосіб;
- 3) неможливістю закріплення у патроні по зовнішній поверхні через відносно тонкостінну форму і для запобігання деформації та відхилення від циліндричності.

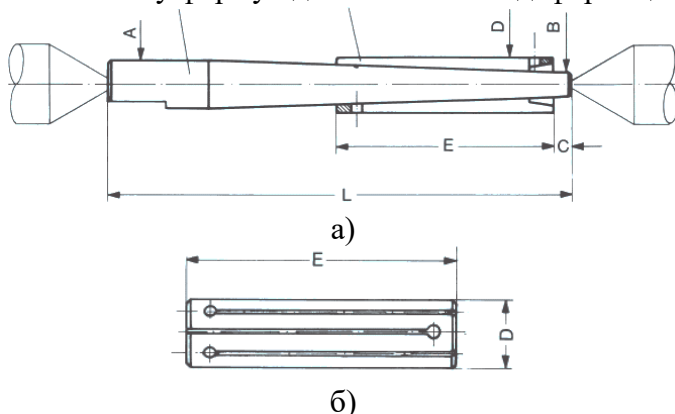


Рис.1. Конічна оправка фірми RÖHM GmbH

Прості конічні оправки (рис.1) за своєю конструкцією являють собою циліндричний стержень певного діаметру із конічною ділянкою малою конусністю 1/2000 на якій вдягається цангова оправка або деталь. Як відомо конічні поверхні забезпечують самоцентрування і точне базування. Деталь, як правило, базується по конусу оправки або внутрішньою циліндричною поверхнею або через

перехідну конічну втулку, яка конструктивно може бути виконана суцільною або розрізною (цангою) (рис.1,б). Проте така конструкція оправки має недолік – вона розрахована на один конкретний типорозмір (діаметр) або дуже близький до нього, в межах ± 1 мм, що явно зменшує універсальність та технологічні можливості. Відповідно для інших розмірів необхідно виготовляти нові оправки або насадні втулки відповідних діаметрів. Для потреб виробництва їх випускають по декілька штук в наборі. Спосіб їх виготовлення не вимагає спеціалізованого обладнання, що дозволяє будь-якому токарю, з-за необхідності, виготовити таке пристосування самостійно. Слід зауважити, що оправки мають обмежене використання в межах певних діаметрів, а виробництво наборів зумовило пошук конструкцій більш універсальних оправок із більшим діапазоном затиску – розтиску. Для обробки заготовок типу труб з посадковим діаметром $D > 60 \dots 80$ мм, вищеописані оправки не підходять. Тому в процесі наукових пошуків та синтезу було запатентовано конструкції оправок [3], [4], [5] для базування тонкостінних деталей та описано в роботі [2]. Дані конструкції, зокрема [3] характерні тим, що одна оправка дозволяє базувати заготовки з певним діапазоном діаметрів, які обмежуються лише ходом кульок та нахилом конічних поверхонь. В роботі [2] обґрунтовано конструкції оправок із розтискними передавально – підсилювальними

елементами і виведено математичні залежності для визначення оптимального куту нахилу конічних елементів, між прикладанням сили на ключі та збільшенням сили затиску заготовки.

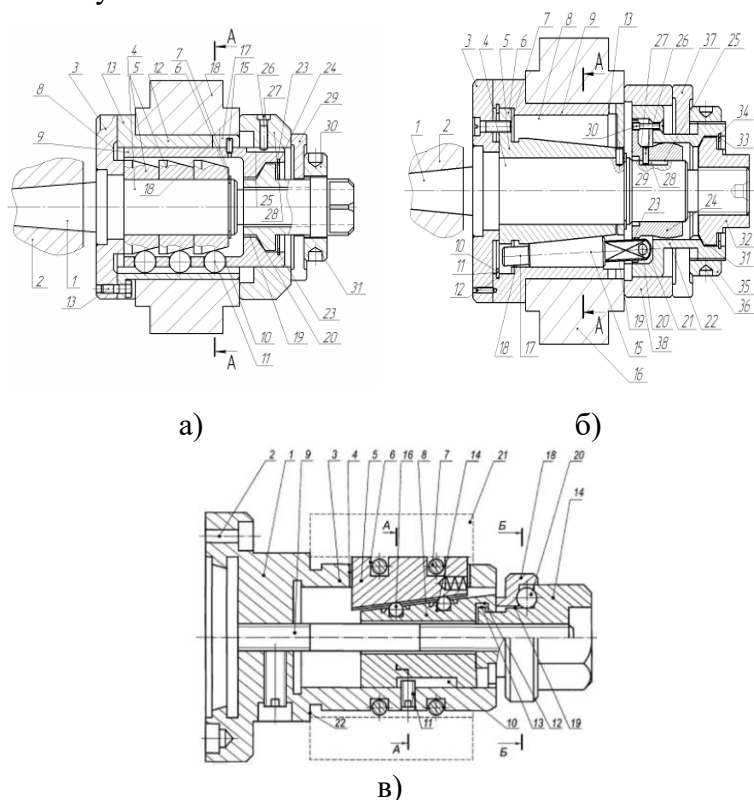


Рис. 2. Конструктивні схеми кулькової беззазорної а), конічної роликів б) та фланцевої оправок в)

приспособування виготовленого за одне ціле з патронами токарних верстатів.

Запатентовані розтискні оправки з кульковими та роликівими передавально – підсилюючими елементами підвищують точність базування, якість оброблення і мають ширші технологічні можливості.

Література

1. Classic cartridge mandrels without end-face Stop. URL: <https://www.roehm.biz/en/products/mandrels-collet-chucks/classic-cartridge-mandrels-without-end-face-stop/>

2. Гагалюк А.В. Підвищення якості оброблення циліндричних поверхонь деталей машин з використанням спорядження з передавально-підсилюючими елементами. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук: 05.02.08 – технологія машинобудування / А.В. Гагалюк. – Тернопіль, 2011. – 22 с.

3. Патент 53027 UA, МПК F16C 15/00. Оправка кулькова беззазорна [Текст] / Лещук Роман Ярославович, Луців Ігор Володимирович, Гагалюк Андрій Валерійович, Броцак Іван Іванович (Україна) - опубл. 27.09.2010.

4. Патент 53028 UA, МПК F16C 15/00. Оправка беззазорна конусна [Текст] / Броцак Іван Іванович, Гагалюк Андрій Валерійович, Лещук Роман Ярославович, Луців Ігор Володимирович (Україна) - опубл. 27.09.2010.

5. Патент 56794 UA, МПК F16C 15/00. Оправка фланцева кулачкова [Текст] / Пік Андрій Іванович, Ляшук Олег Леонтійович, Стефанів Володимир Михайлович, Пономаренко Сергій Володимирович, Гагалюк Андрій Валерійович, Гевко Ігор Богданович (Україна) - опубл. 25.01.2011.

Встановлено, що оптимальний кут нахилу конусів складає $\alpha=16...18^\circ$, а невелика сила затиску гайки в 30 Н, наприклад для кулькової оправки, дозволяє отримати значне зусилля затиску біля 200 Н. Недоліком наведених оправок є складність конструкції, що вимагає точності виготовлення складових та специфіка оброблюваних деталей характерних для одиничного виробництва. Але цей недолік компенсується діапазоном та силою затиску. Принципи та ідеї запропоновані в цих пристосуваннях на нашу думку доцільно використовувати як складову частину токарного

УДК 621.9

В.В. Крупа, канд. техн. наук, І.Р. Петречко, В.О. Ковальчук

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТОХАСТИЧНОСТІ ПОДАЧ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ

V.V. Krupa, Ph.D, I.R. Petrechko, V.O. Kovalchuk

EXPERIMENTAL STUDIES OF STOCHASTIC FEEDINGS OF LATHES

Проаналізовано існуючі дослідження щодо стохастичності подач на верстатах різного технологічного призначення [1,2,3]. Наприклад в джерелі [1] подано дослідження стохастичності подачі на верстаті 16К20, в джерелі [2] на 2Н118. Внаслідок аналізу літературних джерел виявлено дослідження впливу стохастичності подачі на параметри якості поверхні.

Метою роботи є встановлення взаємозв'язку між середнім значенням та дисперсією розсіювання величини подачі на токарних верстатах різних типорозмірів

Для проведення досліджень скористались методикою вимірювання розсіювання подачі, поданому в 1. Схема вимірювання зображена на рис. 1

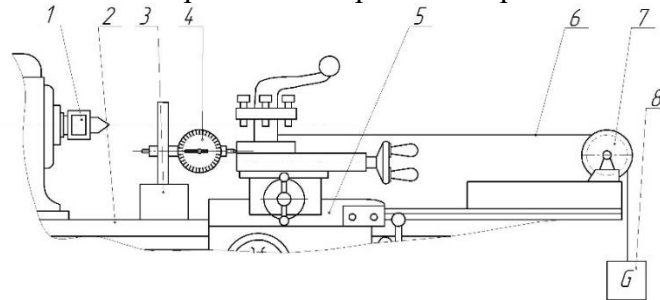


Рис. 1. Схема вимірювання подачі на верстаті: 1 – патрон, 2 – станина, 3 – штатив з магнітом, 4 – індикатор годинникового типу з ціною поділки 0,001 мм, 5 – супорт, 6 – трос, 7 – блок, 8 – вантаж.

Дослідження розсіювання подач проведено на універсальних токарно-гвинторізних верстатах моделей: 1К62, 16К20, 16Б16КП, 16Б04П. Під час випробувань взято верстати як нормальної так і підвищеної точності, а також із різним терміном служби. На кожному кінематичному ланцюгу, що забезпечує паспортні значення подач: здійснювали 120 вимірювань реальних переміщень супорта за 1 оберт шпинделя. Для цього встановлювали на верстаті задану подачу. За допомогою вантажу 8 (рис. 1), масою 30 кг, який підвішувався на тросі 6, і через блок 7 закріплювався до супорта верстату, створювали силу P_x , щоб ліквідувати можливі зазори в зачепленнях елементів кінематичних ланцюгів і, прокручуючи патрон 1 на один оберт, за допомогою електронного індикатора 4 з ціною поділки 1 мкм., який встановлювався на штативі, і за допомогою магніту закріплювався до напрямних верстату, визначали переміщення супорта, яке приймали рівне значенню подачі s_i .

Визначивши середні значення подач у сформованих статистичних рядах \bar{s}_i та дисперсію $D(s_i)$ за критерієм Греббса відкидали ті значення, які різко виділялись. Далі знаходили остаточні характеристики розсіювання: середнє значення, яке приблизно рівне математичному сподіванню $\bar{s}_i \approx M(s_i)$; дисперсії розсіювання $D(s_i)$; середньоквадратичні значення розсіювання $\sigma(s_i)$; поля розсіювання $\bar{s}_i \pm 3\sigma(s_i)$. За критерієм Пірсона (χ^2) перевіряли узгодженість гіпотези на відповідність нормальному розподілу і. встановили, що величина s на кожній з паспортних подач підкоряється

розподілу Гауса. За критерієм Стюдента t_k та Фішера F перевіряли суттєвість їх відмінностей за середніми значеннями та дисперсіями, відповідно.

На кожному із кінематичних ланцюгів кожного із досліджуваних верстатів подача підкоряється нормальному закону розподілу і щільність ймовірностей цього розподілу запишемо у вигляді

$$f(s) = \frac{1}{\sqrt{2\pi D(s)}} \cdot e^{-\frac{(s-\bar{s})^2}{2D(s)}}. \quad (2)$$

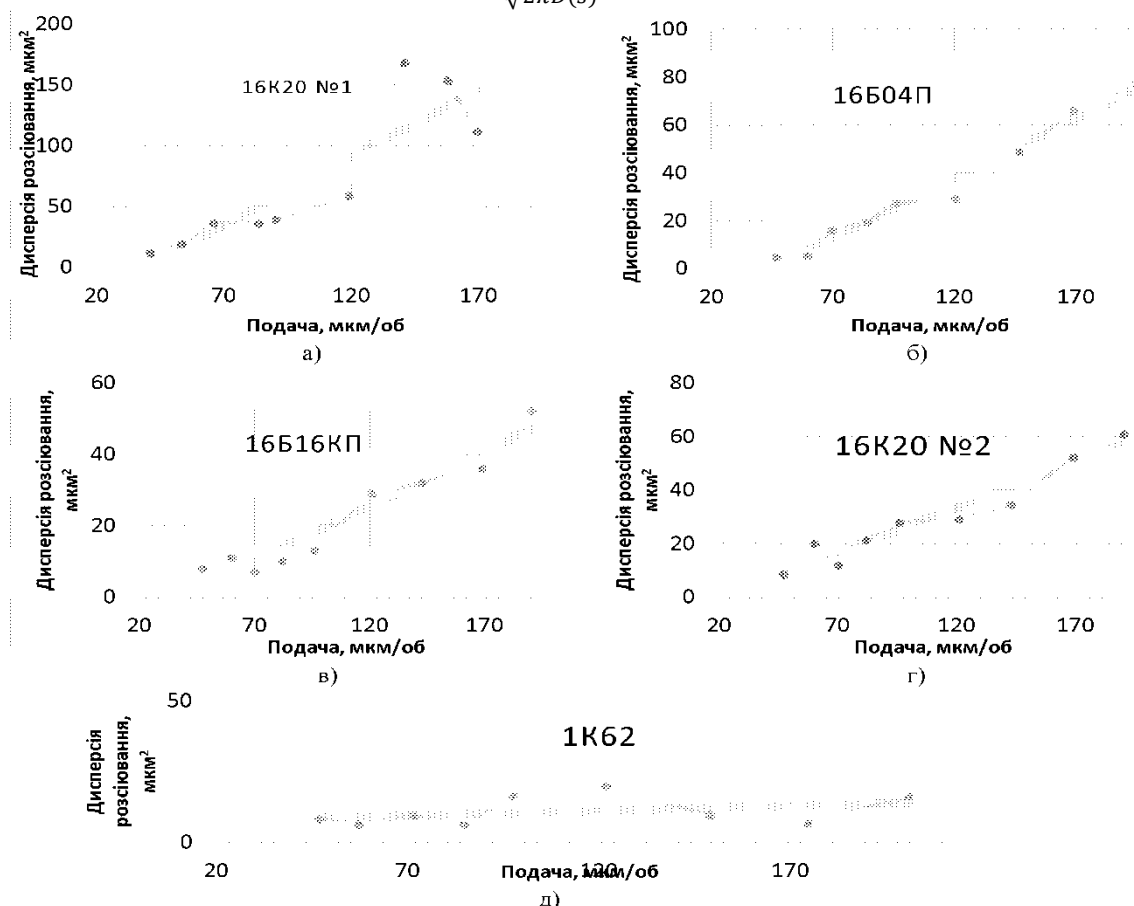


Рис. 2. Графіки залежностей дисперсії розсіювання величини подачі від її середнього значення для токарних верстатів

Із графіків видно, що із збільшенням величини подачі дисперсія розсіювання має тенденцію до збільшення. Однак на деяких кінематичних ланцюгах така залежність не прослідковується. Це свідчить про різну ступінь зношування елементів коробки подач, що може бути основною для методики діагностики елементів конструкції.

Література

1. Вплив випадковості подачі на висоту мікронерівностей поверхні при її точінні або розточуванні / П. Кривий, Н. Тимошенко, М. Шарик, В. Крупа // Львів : Машинознавство. – 2013. – №9-10 (195-196). – С. 76-83.

2. Кобельник В.Р. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів, на прикладі моделі 2Н118 / Кобельник В.Р. Кривий П.Д. // Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наукових праць. Житомир : ЖДТУ, 2010 . – Вип. 8.- С. 99-108.

3. Kryvyi, P.; Dzyura, V.; Tymoshenko, N.; Maruschak, P.; Nugaras, J.; Prentkovskis, O. Probability-Statistical Estimation Method of Feed Influence on As-Turned Finish of Steels and Non-Ferrous Metals. *Metals* 2018, 8, 965. <https://doi.org/10.3390/met8110965>.

С.Г. Нагорняк, докт. техн. наук, проф., **І.В. Луців,** докт. техн. наук, проф.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

СИНТЕЗ ВЕРСТАТНОГО ТА ІНСТРУМЕНТАЛЬНОГО СПОРЯДЖЕННЯ ДЛЯ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ

S. Nahornyak, Dr., Prof., **I. Lutsiv** Dr., Prof.

SYNTHESIS OF MACHINE AND TOOL EQUIPMENT FOR MACHINING

Серед найбільших досягнень доктора технічних наук, професора, Заслуженого винахідника України Богдана Матвійовича Гевка у галузі машинобудівної науки слід окремо виділити створену ним широко відому в Україні і закордоном наукову школу, представниками якої є десятки докторів та кандидатів технічних наук. Ця школа вирізняється своєю розгалуженістю, надзвичайно широким спектром вирішуваних задач, активною діяльністю впродовж багатьох і багатьох років і включає в себе комплекси досліджень як в сільськогосподарському, так і в загальному машинобудуванні і його технологіях.

Слід зазначити, що найближче до наукової школи, сформованої Б.М. Гевком, виступає наукова школа, заснована теж талановитим винахідником і раціоналізатором, творцем нової техніки, академіком Академії наук вищої школи України доктором технічних наук, професором Нагорняком Степаном Григоровичем, нині, на жаль, покійним. Керівництво діяльністю цієї наукової школи зараз продовжує заслужений працівник освіти України, академік Національної академії вищої освіти України д.т.н., проф.. Луців І.В. Внаслідок інтенсивного наукового пошуку та напруженої праці цією науковою школою за 30 років її існування опубліковано більше 500 наукових праць, десятки монографій, отримано більше 200 авторських свідоцтв та патентів на винаходи і корисні моделі. Підготовлені 3 доктори і більше десяти кандидатів технічних наук в галузі матеріалообробки, верстатів та інструментів.

Основою зазначених науково-технічних дослідницьких робіт стала докторська дисертація С.Г. Нагорняка на тему «Синтез інструментально-верстатного оснащення на основі аналізу кінематики лезової обробки» [1]. В цій роботі знайшли відображення найвагоміші результати його багаторічної діяльності. В основі вказаного синтезу були положені базові принципи структурно-схемної побудови інструментально-верстатного оснащення. При цьому застосований системний підхід до багатоваріантного пошуку структур регулювання формоутворюючими рухами на всіх етапах обробки. Важливим є те, що була запропонована узагальнена модель поетапних кінематичних схем різання з врахуванням пружних властивостей технологічної системи при механічному оброблюванні. В результаті досліджень були запропоновані методологічні основи розрахунку основних характеристик і параметрів нового верстатно-інструментального оснащення та розроблений і в більшості впроваджений у виробництво комплекс конструкцій оснащення для токарних, свердлильних, фрезерних і різнарізних операцій [2,3]. Таким чином в роботі С.Г. Нагорняка знайшла представлення сукупність теоретичних, експериментальних і практично втілених результатів досліджень у вигляді узагальнення і розв'язку важливої для народного господарства проблеми – створення на основі поетапних кінематичних схем різання принципів синтезу інструментально-верстатного оснащення, яке розширює технологічні можливості обробки і підвищує техніко-економічні показники обладнання.

Слід зазначити, що для пошуку можливих шляхів підвищення продуктивності і якості лезової обробки був запроваджений аналіз основних технічних протиріч, які

практично виникають при різанні металів. Так, в процесі токарної обробки підвищення швидкості подачі призводить до збільшення величини радіальної складової сили різання, дія якої на оброблювану деталь призводить до зменшення точності макровідхилень. Поряд з тим при токарній обробці із збільшенням швидкості подачі зменшується точність мікровідхилень. При свердлінні наскрізних отворів збільшення швидкості подачі призводить до зменшення напрацювання на відмову, що пов'язано з особливостями динаміки процесу свердління. Окрім того, при свердлінні отворів виникає протиріччя між швидкістю подачі і точністю формування отворів по довжині. В процесі фрезерування і вихрового нарізання різі збільшення швидкості головного руху різання і відповідно намагання збільшити продуктивність фрезерування призводить до зниження напрацювання на відмову і стійкості інструментів.

Для розв'язку зазначених протиріч був проведений аналіз кінематики лезової обробки і зроблено висновок про доцільність створення інструментально-верстатного оснащення з врахуванням особливостей врізання і виходу інструментів (зубів) із тіла заготовки, тобто на основі поетапних кінематичних схем різання. На основі вказаного аналізу був запропонований принцип багатоваріантного структурного формування розмежування узгодженості між векторами швидкостей ведучого і веденого елементів інструментально-верстатного оснащення при поступальному і обертовому рухах. При цьому вектор швидкості веденого елемента є різницею між вектором швидкості ведучого елемента і вектором відносної швидкості відставання веденого елемента відносно ведучого. Такий принцип є основою векторного синтезу токарного, свердлильного, фрезерного і різанарізного оснащення, яке розширює технологічні можливості і підвищує техніко-економічні показники лезової обробки [2,3].

Яскравим прикладом застосування викладеного підходу є синтез верстатно-інструментального оснащення для свердлильних робіт. Відомо, що для забезпечення якісного свердління необхідно здійснювати плавний вихід свердла із заготовки. Тому для свердління наскрізних отворів на основі структурно-векторного синтезу були запропоновані нові механізми плавного регулювання подачі [4,5]. Загалом комплекс засобів регулювання процесів врізання і виходу свердла при обробці наскрізних отворів дозволив проводити обробку при подачах, які на 20-25% перевищують нормативні, виключити перенавантаження і руйнування інструментів, зменшити величини заусенців.

Важливими для розуміння сутності самого процесу вирівнювання навантажень при багатолезовій обробці стала докторська робота д.т.н., проф. Луціва І.В. [6]. У ній були розглянуті наукові основи створення багатолезового оснащення з між інструментальними зв'язками для обробки поверхонь обертання. Так, запропоновано і обґрунтовано концепцію багатолезового самоналагоджувального різання, яка полягає в тому, що при обробці поверхонь обертання декількома однаковими лезами, що розміщені симетрично відносно оброблюваної поверхні, усунення пружних деформацій від радіальних складових зусиль різання можна добитися, якщо покласти кожному лезу одну ступінь вільності в напрямку, який співпадає з напрямком подачі, і зв'язати ці леза між собою в цьому напрямку з допомогою механізмів чи засобів, які здійснюють адаптивний кінематичний зв'язок між лезами. На цій основі запропонований новий підхід до синтезу такого обладнання [7,8].

Таким чином, виявлені кінематичні та структурно-функціональні особливості багатолезової обробки. Вперше створені наукові основи синтезу структурних формул і компонок конструкцій багатолезового оснащення із кінематичними між інструментальними зв'язками для обробки поверхонь обертання і запропоновано багатоваріантну структуру компонок і топологічних схем багатолезового самоналагоджувального оснащення. Визначені границі областей ефективного

використання вирівнювальних механізмів в аспекті їх впливу на динамічну якість системи. Показано, що доцільно змінювати елементи режимів різання в залежності від співвідношення поздовжньої подачі і швидкості обробки. При цьому забезпечується значене підвищення запасу вібростійкості технологічної системи внаслідок істотної зміни форми амплітудної фазовочастотної характеристики (АФЧХ) динамічної системи і відповідного розміщення кривої АФЧХ відносно осей координат характеристики.

Використання адаптивних міжінструментальних зв'язків, наприклад, для дворізевого токарного оснащення дало змогу значно підвищити точність макровідхилень і у 1,6-1,8 разів зменшити мікровідхилення порівняно із традиційною одно різевою обробкою [3].

Немаловажливим стало застосування використання зв'язків адаптивного типу у керуванні рухами окремих лез свердла для отримання позитивних ефектів щодо уведення інструменту від його встановленої осі. Як відомо, причина уведення осі полягає в миттєвому коливанні навантажень на лезах, що є наслідком зміни миттєвих січень зрізу через різницю твердості матеріалу, наявності автоколивних рухів інструменту, похибок геометрії різальних кромek тощо. Тому для запобігання такому явищу були запропоновані свердла для глибокого свердління із гідравлічними зв'язками між окремими лезами [9]. Для створення таких збірних свердел застосоване автоматизоване проектування [10]. Вказані інструменти істотно впливають на покращення якості обробки, сприяють зменшенню уведення свердел відносно їх заданої осі та покращують шорсткість виготовлених отворів.

Такий же підхід використаний і для зенкерування отворів [11].

Значна робота із синтезу прогресивних конструкцій торцевих фрез пророблена д.т.н., проф. Нагорняком С.Г. і д.е.н., к.т.н. К.В. Зеленським. Ними запропоновані принципи побудови і моделювання структурних схем збірних торцевих фрез з пружно-демпфуючими елементами.

Встановлено, що запровадження пружно-демпфуючих зв'язків між різальною частиною та іншими елементами збірних торцевих фрез і вихрових головок дозволяють знизити рівень динамічних навантажень в 1,5-1,7 раза і підвищити стійкість інструментів порядку на 20% [3,12]. Такі ж елементи у ряді випадків були затосовані і для оснащення для вихрового нарізання різей при їх синтезі [13].

Зазначені вище принципи синтезу в широкому аспекті розуміння процесів захисту обладнання від перевантажень можна застосовувати і у синтезі запобіжного спорядження [3,14,15,16]. Для запобігання неприпустимим навантаженням при роботі як технологічного обладнання, так і сільськогосподарської техніки створені на рівні авторських свідоцтв і патентів десятки перспективних конструкцій. При цьому, наприклад, застосування розробленого методу синтезу до створення запобіжного інструментально-верстатного оснащення забезпечило співвідношення між максимальним моментом пробуксовування і моментом на етапі усталеного процесу різання в межах 1,05-1,25.

В останній час представниками нашої наукової школи розробляються принципи синтезу оснащення для самоналагоджувального затиску і оброблення заготовок, в тому числі тонкостінних [3,17,18], а також створення нових принципів побудови верстатів, зокрема двохмодульного типу [19].

Такі основні результати діяльності наукової школи із синтезу верстатного та інструментального спорядження із застосуванням принципів впровадження елементів і схем адаптивного типу сприяли успішному вирішенню багатьох завдань верстатно-інструментальної промисловості. Результати наукових досліджень школи впроваджені на багатьох машинобудівних підприємствах, зокрема у Києві, Тернополі, Волочиську, інших містах України та закордону.

Література

1. Нагорняк С.Г. Синтез инструментально-станочной оснастки на основе анализа кинематики лезвийной обработки [Текст]: дис... д-ра.техн.наук: 05.03.01/ С.Г. Нагорняк. – К., 1991. – 37с.
2. Нагорняк С.Г. Основные технические противоречия при лезвийной обработке и пути их разрешения / С.Г. Нагорняк // Изв. вузов. Машиностроение. – 1990. - №10. – С. 133-137.
3. Нагорняк С.Г. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования / С.Г. Нагорняк, И.В. Луцив – К.: Техника, 1992. – 72с.
4. Нагорняк С.Г. Автоматизация сверления сквозных отверстий в вязких и хрупких материалах / С.Г. Нагорняк // Станки и инструмент. – 1980. - №6. – С. 19-20.
5. Нагорняк С.Г. Конструкция и расчет регулятора подач для сверления сквозных отверстий / С.Г. Нагорняк // Изв. вузов. Машиностроение. – 1982. - №6. – С. 124-128.
6. Луців І.В. Основи створення багатолезового оснащення з між інструментальними зв'язками для обробки поверхонь обертання [Текст]: дис... д-ра.техн.наук: 05.03.01/ І.В. Луців. – К., 2006. – 448с.
7. Луців І. Структурний синтез багатолезового оснащення з кінематичними міжінструментальними зв'язками / І.В. Луців // Вісник Тернопільського державного технічного університету, 1997, т.2, №1, с.78-84.
8. Луців І. Кінематичні особливості багатолезової адаптивної обробки/ І.В. Луців // Вісник Тернопільського державного технічного університету, 1998, т.3, №4, с.107-111.
9. Брошак І. Аналіз технологічних та геометричних параметрів свердл адаптивного типу для оброблення глибоких отворів/ І.І. Брошак, І.В. Луців // Машинознавство, 2001, №3, с.29-32.
10. Луців І.В. Проектування свердл адаптивного типу для оброблення глибоких отворів з допомогою ПЕОМ / І.В. Луців, І.І. Брошак // Вісник Тернопільського державного технічного університету, 2001, т.6, №1, с.45-51.
11. Луців І. Зенкерування отворів збірними самовстановлювальними інструментами / І.В. Луців, Ю.Я. Вовк // Машинознавство, 2003, №4, с.49-51.
12. Нагорняк С.Г. Синтез сборных торцевых фрез с упруго-демпфирующими элементами/ С.Г. Нагорняк, Зеленский К.В. // Изв.вузов Машиностр. – 1991, №10-12. – С. 123-126.
13. Нагорняк С. Синтез вихрових головок для фрезерування різей на деталях машин/ С.Г. Нагорняк, М.М. Зінь // Вісник Тернопільського державного технічного університету, 1996 – Т.1. – с.66-72.
14. Нагорняк С.Г. Конструирование предохранительных устройств на основе векторного синтеза / С.Г. Нагорняк // Изв. вузов. Машиностроение. – 1989. - №8. – С. 118-121.
15. Нагорняк С. Синтез кулькових запобіжних муфт сільськогосподарських машин / С.Г. Нагорняк, І.Б. Гевко // Національний аграрний університет. – 1997. – Т.1 – С. 13-15.
16. Нагорняк С. Аналіз компонувальних схем і шляхи покращення працездатного стану планетарних трансформаторів обертового моменту / С.Г. Нагорняк, Г.М. Данилишин // Вісник Тернопільського державного технічного університету, 2000. – Т. 5. – С.62-69.
17. Lutsiv I., Voloshyn V., Bytsa R. Adaptation of lathe chucks clamping elements to the clamping surface/ I. Lutsiv, V.Voloshyn, R.Bytsa // Machines, Technologies, Materials. International journal. Bulgaria, 2015.- Issue 12/2015. - P. 64-67.

ВИКОРИСТАННЯ ФІЗИЧНИХ ПОЛІВ РІЗНОЇ ПРИРОДИ ДЛЯ ЗАТИСКУ ІНСТРУМЕНТІВ З ЦИЛІНДРИЧНИМ ХВОСТОВИКОМ

V.N. Voloshyn, Ph.D, Assoc. Prof.; V.M. Buhovets, Ph.D; I.G. Los
APPLICATION OF PHYSICAL FIELDS OF DIFFERENT NATURE FOR CLAMPING TOOLS WITH CYLINDRICAL SHAFT

У сучасній обробці матеріалів різанням існує безліч нових технологій, які безперервно досліджуються і оптимізуються. Завдяки перевагам у порівнянні з традиційною обробкою, високошвидкісна обробка все ширше впроваджується на підприємствах авіакосмічної, автомобільної, верстатобудівної промисловості та інших галузях машинобудування [1, 2]. Вирішальним фактором при оцінці процесу високошвидкісної обробки є продуктивність верстатів, які визначають собівартість виробництва, і таким чином, амортизацію інвестованих коштів.

Важливою системою верстата є система «шпиндельний вузол-інструментальний патрон-різальний інструмент», яка повинна забезпечити високу швидкість різання, що у порівнянні із звичайною обробкою зростає в 10 раз і більше [1, 2]. Інструментальний затискний патрон (ІЗП) служить ланкою, яка зв'язує шпиндель та різальний інструмент, і від нього в значній мірі залежить збалансованість всієї системи. Тому ІЗП для високошвидкісної обробки повинні відповідати ряду вимог [1-3]: висока осьова і радіальна жорсткість; невелика маса та момент інерції; висока радіальна точність; хороші демпфувальні властивості та висока динамічна жорсткість; гарантований надійний затиск на високих частотах обертання; можливість передачі середовища та сигналів (діагностики або керування).

Затиск циліндричного хвостовика інструменту ІЗП базується на різних принципах затиску. На сьогоднішній день існує ряд ІЗП з механічним та гідравлічним затиском інструментів різних видів з циліндричним хвостовиком [1-3]. Відносно новими в порівнянні з ними є ІЗП, в яких затиск інструменту проводиться методом теплової посадки з натягом [1-3] та інструментальні патрони із силовим запресуванням, в яких закріплення інструменту проходить виключно за рахунок зусиль повернення матеріалу у вихідне положення [1-3]. Але не всі ІЗП, які пропонуються на ринку інструментального затискного оснащення, повністю задовольняють вимоги високошвидкісної обробки. Наукові дослідження і досвід показують, що ідеального ІЗП для всіх випадків високошвидкісної обробки не існує. Окрім того, існує необхідність створення нових конструкцій ІЗП для певних умов високошвидкісної обробки, що вимагає вирішення задачі, пов'язаної з пошуком нових принципів затиску.

Метою даної роботи є забезпечення системного підходу при пошуку принципів затиску інструментів з циліндричним хвостовиком для високошвидкісної обробки, що є основою концептуального проектування ІЗП. Це також дозволить вибирати відповідні альтернативи існуючих принципів затиску та області пошуку конструктивного виконання ІЗП при їх проектуванні.

Задача пошуку принципів затиску відноситься до задачі вибору і пошуку ефективного принципу дії (задачі першого типу інженерно-конструкторської діяльності) [4], що не має точних математичних рішень і вимагає застосування евристичних методів. Вона зводиться до такого розподілу енергії після затиску, при якому виключається або зводиться до мінімуму надходження енергії ззовні, а надійне утримання інструменту під дією сил різання виникає за рахунок внутрішньої енергії.

У більшості випадків для забезпечення взаємодії ІЗП з хвостовиком інструменту необхідно затратити енергію для переміщення або деформаційного зміщення затискної поверхні (поверхонь) патрона та утримання інструмента в процесі обробки. Ця енергія може бути отримана безпосередньо внаслідок дії відповідного фізичного поля, або шляхом перетворення інших видів енергії (гідравлічної, теплової, магнітної, електричної, створеної відцентровими силами та ін.).

В рамках даної роботи на основі відомих видів фізичних полів (фізичних ефектів) при їх дії на відповідні об'єкти та виходячи із вимог, які ставляться до ІЗП для високошвидкісної обробки, з використанням вепольного аналізу [4] розроблено концепції ІЗП для затиску інструментів з циліндричним хвостовиком, ряд з яких приведений на рис. 1.

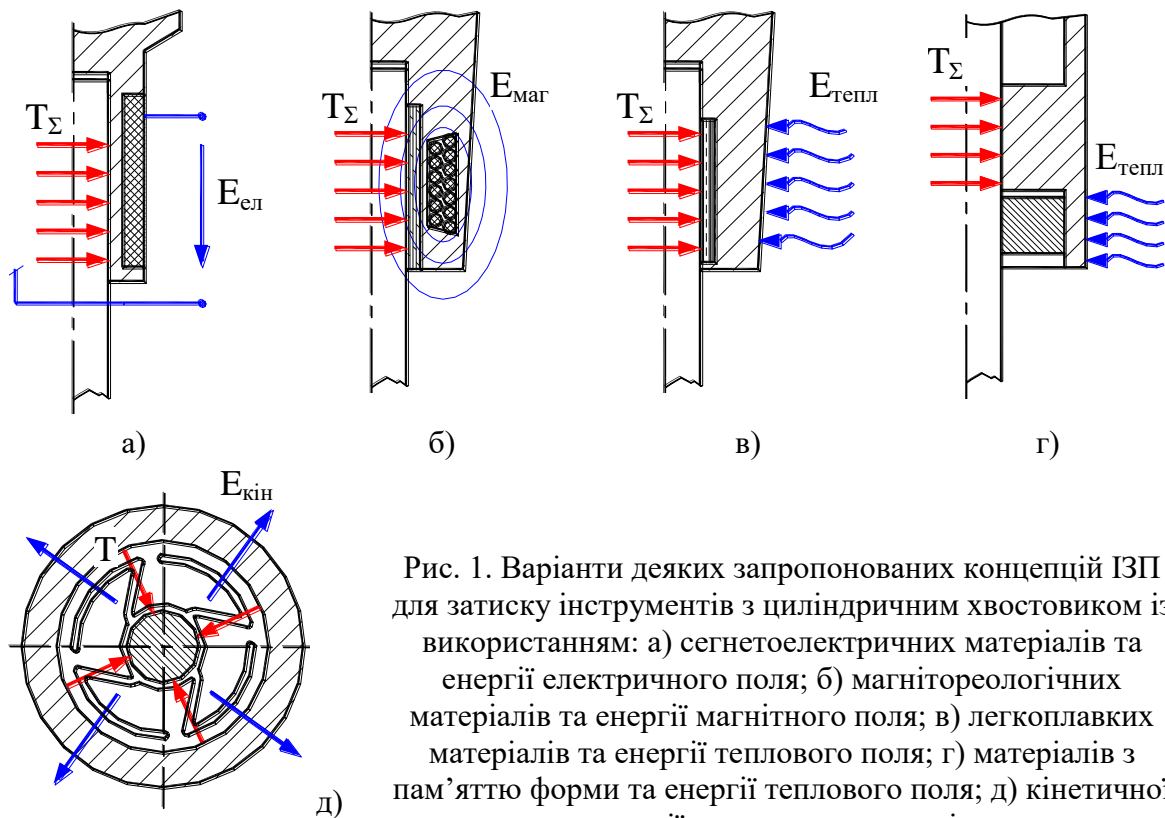


Рис. 1. Варіанти деяких запропонованих концепцій ІЗП для затиску інструментів з циліндричним хвостовиком із використанням: а) сегнетоелектричних матеріалів та енергії електричного поля; б) магнітореологічних матеріалів та енергії магнітного поля; в) легкоплавких матеріалів та енергії теплового поля; г) матеріалів з пам'яттю форми та енергії теплового поля; д) кінетичної енергії затискних елементів

При пошуку концепцій затиску ІЗП враховане те, що охоплення цільного хвостовика інструменту поверхнею (поверхнями) затиску можливе тільки зовні. Напрямок прикладання зусилля затиску по відношенню до осі хвостовика інструменту вибраний перпендикулярним. З метою зменшення впливу відцентрових сил, що виникають в процесі обробки на зусилля затиску, силовий контур ІЗП вибрано закритим.

Література

1. Инструментальные зажимные патроны: Монография/ [Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Фиранский В.Б., Гуменюк А.О.]. – К.: ООО «ГНОЗИС», 2012. – 286 с.
2. Stephenson D. Metal cutting theory and practice. Third Edition/ D.Stephenson, J.Agarion – New York: CRC Press, 2016. – 932 s.
3. Leopold J. Bewertung von HSC-Spannfuttern/ J. Leopold, G. Schmidt // Werkstattstechnik. – 2001. – №9. – S. 556 – 564.
4. Кузнецов Ю.М. Теорія розв'язання творчих задач/ Ю.М. Кузнецов. – К.: ТОВ «ЗМОК» – ПП «ГНОЗИС», 2003. – 294 с.

УДК 621.9

Ю.В. Медвідь, В.Г. Панчук, докт. техн. наук, проф., Д.І. Шурубайло
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, (Україна)

ІННОВАЦІЇ В НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ ПІДГОТОВКИ ІНЖЕНЕРА-МЕХАНІКА

I.V. Medvid, V.G. Panchuk, Dr., Prof., D.I. Shurubailo
INNOVATIONS IN THE EDUCATIONAL PROCESS MECHANICAL ENGINEER TRAINING

Одним із важливих інструментів сучасної промислової автоматизації є промислові роботи (ПР). Основна роль ПР полягає в тому, щоб замінити людину, оскільки ПР дозволяють автоматизувати як основні, так і допоміжні технологічні операції в процесі промислового виробництва. Відповідно, вирішується важлива соціальна задача — зменшення залучення людини у виробничому процесі, що, у свою чергу, підвищує ефективність виробництва.

Роботизація виробництва забезпечує скорочення частки низько професійних працівників у основних і допоміжних виробничих процесах, але при цьому потребує залучення високопрофесійних інженерних кадрів для налагодження і обслуговування складної високотехнологічної техніки. Тому вивчення основ роботизації і технології роботизованих виробництв в процесі навчання є актуальним і цікавим для молоді завданням. Створення ПР являє собою складну мультидисциплінарну задачу, яка потребує знань з механіки, математики, електроніки, мікропроцесорної техніки, інженерної графіки і виробничих технологій.

Проблемою широкого запровадження в навчальний процес вищої школи дисциплін з робототехніки є висока вартість оригінального промислового обладнання. Ця проблема особливо гостро відчутна в Україні, але вона існує також і в європейських навчальних закладах. В Європі існує ряд інноваційних проектів, які дозволяють вирішити існуючі проблеми і заслуговують впровадження у навчальний процес в Україні.

Зокрема, на замовлення Міністерства освіти Каталонії інженерами компанії BCN3D Technologies, яка вживає важливих кроків для досягнення своєї мети — наближення цифрових та адитивних технологій виготовлення до широкого загалу розроблена роботизована рука BCN3D Moveo [1]. Механічна конструкція робота, яка має функціонал промислового робота, надрукована з використанням 3D технології та керується апаратним і програмним забезпеченням Arduino. Даний проект з відкритим кодом може бути відтворений і модифікований студентами за низькою вартістю та забезпечити декілька існуючих навчальних дисциплін: механічне конструювання, автоматику, програмування мікропроцесорних систем і систем з числовим програмним керуванням тощо. Таким чином, робот BCN3D Moveo дозволяє навчальним закладам користуватися легко доступним обладнанням, що налаштовується і модифікується, за ціною, далекою від ціни промислового обладнання, але з достатніми перевагами для навчальних цілей.

На платформі Github за посиланням <https://github.com/BCN3D/BCN3D-Moveo> розміщено специфікацію деталей, комплектуючих і матеріалів необхідних для виготовлення роботизованої руки BCN3D Moveo, рекомендації зі складання і налагодження робота, файли деталей руки в форматі STL для їх 3D-друку і комплект файлів роботизованої руки в середовищі SolidWorks для можливості модифікації існуючої конструкції за власним бажанням.

Даний проєкт впроваджується в навчальний процес підготовки студентів спеціальності «Прикладна механіка» ІФНТУНГ. Проєкт BCN3D Moveo ми обрали з кількох причин, серед основних наступні:

- відкритий проєкт (як відкрите обладнання, так і відкрите програмне забезпечення);



Рис. 1. Модифіковані антропоморфні роботи BCN3D Moveo в лабораторії кафедри комп'ютеризованого машинобудування ІФНТУНГ

- керуюча електроніка сумісна з Arduino;
- наявність CAD-файлів для перепроєктування та вдосконалення деяких частин маніпулятора;
- всі деталі маніпулятора можна виготовити за допомогою 3D-принтера;
- стандартна механіка (підшипники, муфти, гвинти тощо можна отримати в багатьох інтернет-магазинах).

Література

1. BCN3D MOVEO: A fully Open Source 3D printed robot arm. Електронний ресурс — <https://www.bcn3d.com/bcn3d-moveo-the-future-of-learning-robotic-arm/>.

УДК 621.98.01

А.А. Сеник, канд. техн. наук, І.В. Коваль, канд. техн. наук, доц.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СТУПЕНЯ ЗМІЦНЕННЯ ВНУТРІШНЬОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПОВЕРХНІ ЗГОРТНИХ ВТУЛОК СФОРМОВАНИХ ПОВЕРХНЕВО-ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ

A.A. Senyk, Ph.D.; I.V Koval, Ph.D.; Assoc. Prof.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE DEGREE OF HARDENING OF THE INNER CYLINDRICAL SURFACE OF THE COLLAPSIBLE SLEEVES FORMED BY SURFACE-PLASTIC DEFORMATION

Особливо важливим є зміцнення поверхні згортних втулок як елементів підшипників ковзання які виготовляються із сплавів міді (бронз і латуней) і які не піддаються термічній обробці.

Використавши мікротвердомір ПМТ-3 за схемою, поданою на рис. 1, визначали в десятих точках заготовки і у десятих точках блискучої стрічки значення мікротвердості відповідно H_3 і $H_{\delta.c.}$, які подані в таблиці 1 і на рис. 1.

Використавши метод ітерацій, отримали математичні сподівання мікротвердостей $M(H_3)=16,40$ кг/мм² і $M(H_{\delta.c.})=18,97$ кг/мм² та дисперсій $D(H_3)=0,875$ кг/мм² і $D(H_{\delta.c.})=0,643$ кг/мм². Криві розподілу Гауса мікротвердості подані на рис. 2.

За критерієм Стюдента $t_k = 3,62$ при величині вибірок $n_1=n_2=10$ встановили, що відмінність між $M(H_{\delta.c.})$ і $M(H_3)$ суттєва, тобто поверхневе пластичне деформування ефективне.

За критерієм Фішера $F = 1,31$ для $n_1=n_2=10$ встановлено, що відмінність дисперсій не суттєва.

Ступінь зміцнення в даному разі дорівнює:

$$\Delta H = (M(H_{\delta.c.}) - M(H_3) \cdot 100\%) / M(H_3) = ((18,97 - 16,40) \cdot 100\%) / 16,40 = 15,6\%$$

Таким чином, якщо зміцнену плоску поверхню заготовки згорнути у циліндричну оболонку, де віброобкочена із своїм ступенем зміцнення поверхня сформує внутрішню циліндричну поверхню, то в кінцевому результаті отримаємо суттєвий позитивний результат, який сприятиме підвищенню зносостійкості внутрішньої циліндричної поверхні згортної втулки без термообробки, що і практикує відома німецька фірма Wipacman.

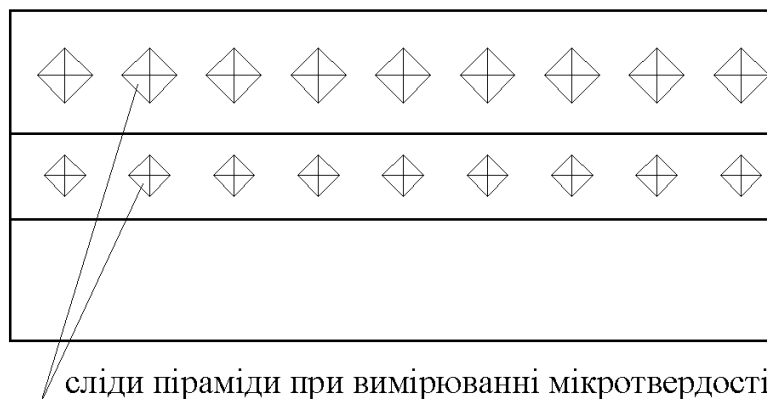


Рис. 1. Схематичне розміщення слідів піраміди мікротвердоміра при визначенні мікротвердості на поверхні заготовки і поверхні блискучої стрічки

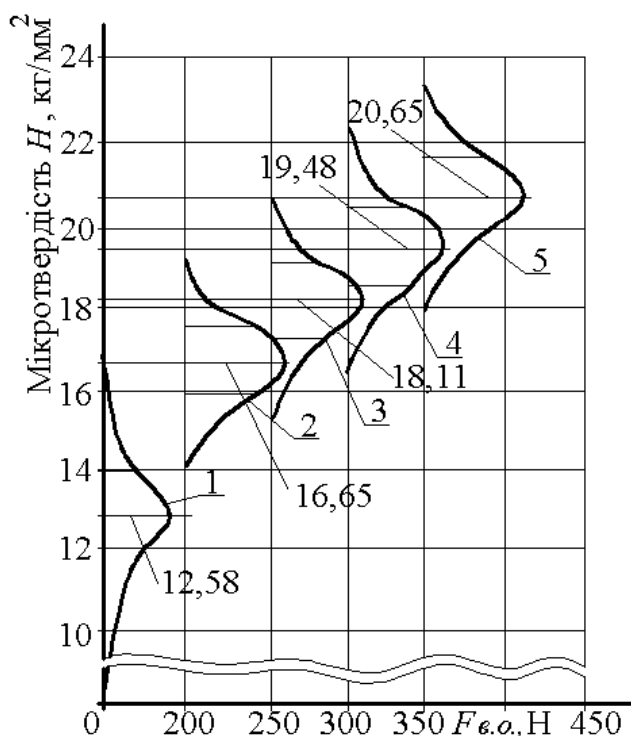


Рис. 2. Теоретичні криві Гауса розподілу параметра мікротвердості при різних значеннях зусилля обкочування F_{vo}

Таблиця 1. Статистичні ряди значення H_z і $H_{б.с.}$

№ п/п		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	mt	D
Значення мікротвердості кгс/мм ²	H_z	13,62	11,32	12,11	10,27	11,54	14,67	13,62	14,67	11,65	12,33	12,58	2,005
	$H_{б.с.20}$	15,70	16,14	17,88	16,00	17,40	15,20	17,20	16,92	16,66	17,40	16,65	0,67
	$H_{б.с.25}$	18,92	17,88	17,9	18,06	17,88	16,26	17,64	19,47	17,64	19,47	18,112	0,837
	$H_{б.с.30}$	17,9	18,65	18,8	19,5	19,33	20,19	18,92	21,3	19,67	20,53	19,479	0,894
	$H_{б.с.35}$	18,74	20,56	21,3	19,62	20,48	21,29	22,14	20,28	21,37	20,76	20,654	0,847

Встановлено, що поверхнево-пластичне деформування при вібраційному обкочуванні із зусиллями 200; 250; 300 і 350 Н забезпечило збільшення мікротвердості порівняно із мікротвердістю поверхні заготовки відповідно у 1,32; 1,43; 1,55 і 1,64 разів.

СЕКЦІЯ: МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

УДК 631.01.004

І.Л. Роговський, докт. техн. наук., ст. наук. співроб.

Національний університет біоресурсів і природокористування України, (Україна)

МЕТОД ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ЗА СТАНОМ

I.L. Rogovskii, Dr, Senior Researcher.

METHOD OF TECHNICAL OPERATION OF AGRICULTURAL MACHINES BY CONDITION

Відмінною особливістю вимог стратегії Fourth Industrial Revolution, що пред'являються до сільськогосподарських машин, є підвищене значення ресурсу [1]. Так, значення ресурсу в мотогодинах з 80-х років минулого століття по даний момент збільшилася в кілька разів [2]. Однією з можливостей забезпечення підвищених значень ресурсу розроблюваних сільськогосподарських машин є впровадження перспективних методів технічної експлуатації, таких, як метод технічної експлуатації сільськогосподарських машин за станом [3]. Основною відмінністю методу експлуатації сільськогосподарських машин за станом від методу технічної експлуатації за нормативного ресурсу є індивідуальний підхід до кожної машини з усього парку при виявленні його фактичного технічного стану [4].

Впровадження методів технічної експлуатації сільськогосподарських машин за станом дозволить скоротити значення невикористаного ресурсу, які за оцінками, наведеними в [2] при експлуатації з нормативним ресурсом, можуть варіюватися в межах від 0,3 до 0,9 середнього ресурсу.

Методи технічної експлуатації сільськогосподарських машин за станом (рис. 1), засновані на проведенні діагностики машин через певну при розрахунках і випробуваннях з урахуванням досвіду експлуатації напрацювання T_1 , що відповідає моменту першого технічного контролю, або τ , значення якого відповідає періодичності наступних технічних контролів. За даними діагностики на основі обраних критеріїв оцінки технічного стану та їх зміни в часі робиться висновок про можливість подальшої експлуатації сільськогосподарських машин та необхідності проведення відновлювальних робіт.

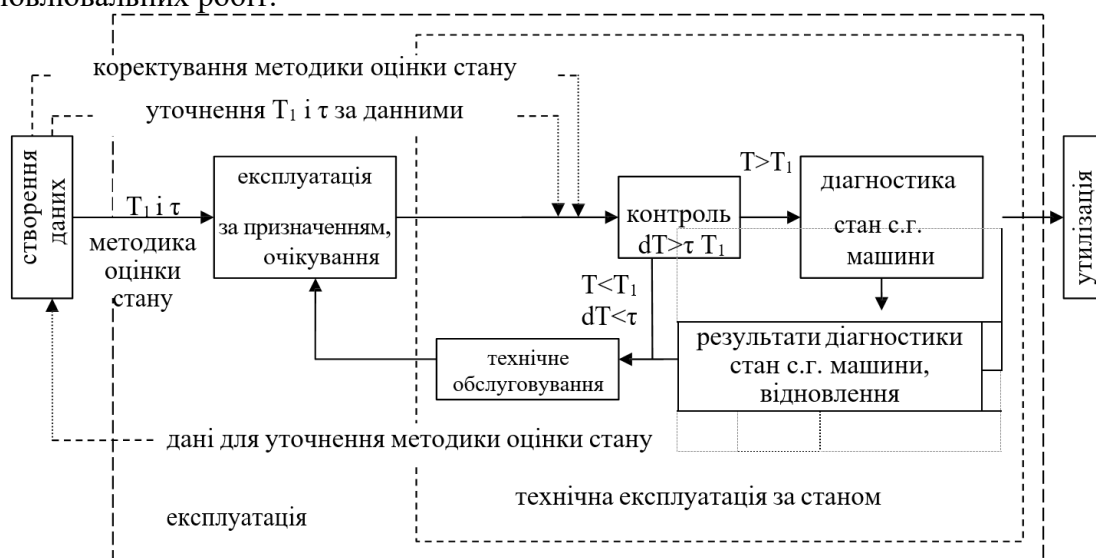


Рис. 1. Узагальнена схема технічної експлуатації машин за станом

Під надійністю конструкції сільськогосподарських машин за умовами міцності розуміється розробка такої конструкції, при експлуатації якої в очікуваних умовах з можливими дефектами і при заданому технічному обслуговуванні повинні бути практично відсутні відмови, тобто події, пов'язані з втратою її працездатності. Таким чином, впровадження методу технічної експлуатації за станом з контролем параметрів конструкції сільськогосподарських машин зобов'язує розробника при створенні конструкції враховувати такі особливості, як:

- вибір виду дефекту елемента конструкції сільськогосподарських машин, використовуюваного як показник стану;
- забезпечення необхідної тривалості розвитку дефекту;
- забезпечення контролепригодності і доступності елементів конструкції для проведення діагностики заданими методами і засобами.

Зазначені особливості повинні враховуватися на всіх етапах життєвого циклу сільськогосподарських машин, починаючи з етапів проектування і випробувань та закінчуючи етапом експлуатації.

Оцінку можливості експлуатації елемента конструкції сільськогосподарських машин за станом пропонується здійснювати шляхом аналізу рівня безвідмовності, що визначається по залежності, запропонованої в роботі [2]. При цьому вихідними даними повинні бути отримані ймовірності виявлення дефектів при заданих методах і засобах діагностики, тривалість розвитку дефектів від мінімального до максимального розміру і вид закону розподілу моменту появи дефекту. При відсутності будь-яких експериментальних даних про вигляді закону розподілу на етапі проектування пропонується використовувати логарифмічно-нормальний закон. При цьому параметри закону розподілу повинні призначатися за результатами оціночних розрахунків і рекомендацій спеціальної літератури.

Забезпечення контролепригодності і доступності елементів конструкції сільськогосподарських машин на етапі проектування полягає в створенні конструкції, пристосованої для проведення діагностики заданими методами і засобами. Для цього повинен здійснюватися розрахунок з метою визначення можливих в експлуатації місць утворення дефектів і їх видів. За результатами розрахунку повинні вибиратися ті методи і засоби діагностики, при використанні яких, як зазначалося раніше, буде забезпечена найбільша ймовірність виявлення дефектів.

Література

1. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 3(105). P. 19-29.
2. Rogovskii I. L., Martiniuk D. I., Voinash S. A., Sokolova V. A., Ivanov A. M., Churakov A. V. Modeling the throughput capacity of threshing-separating apparatus of grain harvester's combines. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021. Vol. 677. P. 042098.
3. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 6 (7-108). P. 71-79. doi:10.15587/1729-4061.2020.217747.
4. Rogovskii I. L., Shymko L. S., Voinash S. A., Sokolova V. A., Rzhavtsev A. A., Andronov A. V. Mathematical modeling of grain mixtures in optimization tasks of the dump bunker's kinematic parameters. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2020. Vol. 548. P. 062055. doi:10.1088/1755-1315/548/6/062055.

ПАРАМЕТРИ ШНЕКОВО-РОТОРНИХ ДРОБАРОК

I.Ya. Stadnyk, Dr., Prof., O.M. Pylypets, Ph.D., Assoc. Prof.
THE SCREW-ROTOR CRUSHERS PARAMETERS

Робота подрібнювальних машин характеризується чотирма основними показниками - продуктивність, споживча потужність, ступінь подрібнення готового продукту, питома витрата енергії і двома залежними характеристиками. Першою характеристикою є залежність між продуктивністю і споживаною потужністю з постійною крупністю вихідного продукту, її називають робочою характеристикою дробарки. За нею визначають робочий інтервал продуктивності під час подрібнення того чи іншого матеріалу із заданою крупністю. Другою характеристикою подрібнювальних машин є залежність зміни питомої витрати електроенергії на подрібнення від її продуктивності.

Параметри, які визначають показники роботи, можна розділити на дві групи:

1 - параметри, які характеризують конструктивні особливості; це діаметр і довжина ротора, кількість витків шнека на роторі, кут нахилу шнека, висота витка; колова швидкість обертання ротора;

2 - параметри, які визначають властивості подрібнювального матеріалу і режим роботи дробарки, це коефіцієнт здатності матеріалу до розмелювання, крупність матеріалу перед подрібненням і після нього, вологість та інше.

Найбільший вплив на роботу шнекових дробарок мають параметри першої групи. З параметрів другої групи найбільше значення має крупність готового продукту, вологість і показник здатності матеріалу до розмелювання.

Дробарка має оптимальну продуктивність тоді, коли питома витрата енергії на подрібнення є мінімальною. Зміна її від оптимальної викликає зростання витрат електроенергії на подрібнення. Оптимальна продуктивність визначається великою кількістю конструктивних і технологічних чинників.

Шляхом випробувань промислових дробарок різних конструкцій встановлено, що залежність між потужністю N і продуктивністю B визначається рівнянням:

$$B = C(N - \alpha N_{xx})^q$$

де N_{xx} – потужність дробарки під час холостого ходу; a , C , q – коефіцієнти. Коефіцієнт пропорційності a приймається 0,7. Коефіцієнт C залежить від великої кількості чинників, таких як: конструкція дробарки і сепаратора, властивості подрібнювального матеріалу, зернистість готового продукту. Показник степеню q визначається конструкцією сепаратора, встановленого на дробарці, змінюється в межах від 0,5 до 0,9 і відображає зміну кратності циркуляції продукту подрібнення в контурі дробарка-сепаратор залежно від продуктивності.

Відомо, що чим більші геометричні розміри ротора-його діаметр D і довжина L , чим менший крок спіралі шнека, тим більша продуктивність при інших однакових умовах. У звичайних дробарках вважається, що її продуктивність прямо пропорційна довжині ротора. Як показали стендові випробування дробарок з звичайним і шнековим ротором при однаковому режимі роботи, величина B/DL - питома продуктивність вища в шнеково-роторної дробарки, а питома витрата енергії на подрібнення дали практично однакові результати, які стверджують, що продуктивність прямо пропорційна площі поперечного перерізу ротора.

УДК 621.783.2

С.М. Балабан, канд. техн. наук, доц., М.І. Дуда, студент.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА НА ЕНЕРГОЗАТРАТНОМУ ОБЛАДНАННІ ПІДПРИЄМСТВ ПЕРВИННОЇ ПЕРЕРОБКИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ПРОДУКЦІЇ

S.M. Balaban, Ph.D, Assoc. Prof, M.I. Duda, student.

PECULARITIES OF HEAT UTILIZATION USE ON ENERGY CONSUMING EQUIPMENT OF AGRICULTURAL PRIMARY PRODUCT PROCESSING EQUIPMENT

Необхідність впровадження на виробництвах пов'язаних із використанням енергоресурсів у технологічних цілях заходів з рекуперації і повторного використання теплових ресурсів пов'язана із рядом чинників. Особливе місце серед яких займають зменшення негативного впливу на навколишнє середовище за рахунок зниження його енергоемкості і збільшення конкурентоздатності за рахунок зменшення вартості виробництва. Згідно Енергетичної стратегії України на період до 2035 року “Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність” пріоритетними напрямками енергозбереження є зниження енергоемності виробництва, скорочення споживання первинних паливно – енергетичних ресурсів за рахунок впровадження новітніх енергоефективних та енергозберігаючих заходів. На підприємствах первинної переробки сільськогосподарської продукції використовують печі та сушила, які характеризуються високою енергоемністю і низьким коефіцієнтом рекуперації, який показує ступінь утилізації теплоти відпрацьованого теплоносія. Чим вище ступінь утилізації теплоти продуктів згоряння, тим менші питомі витрати палива і, відповідно, собівартість продукції.

Попередньо проведені розрахунки показали що повторне використання тепла відпрацьованих технологічних газів дозволить суттєво скоротити використання енергоносіїв на виробництві і одержати значний економічний ефект. Так зниження температури кожного відпрацьованого метра кубічного газу на 10^0 дозволить економити 10 кДж теплової енергії. При теплотворній здатності 1 м^3 природного газу 33,5 мДж і його ціні 4314,7 грн за 1000 м^3 вартість зекономленого тепла в результаті охолодження $1\text{ м}^3/\text{с}$ відпрацьованих технологічних газів на 10^0 становить 4,5 грн/год. Що доводить доцільність максимального охолодження відпрацьованих технологічних газів. У такому випадку процес доцільно організувати у два етапи. При цьому на першому етапі відпрацьовані технологічні гази охолоджують у теплообмінниках. Для організації другого етапу охолодження доцільно використовувати теплові насоси.

Використання запропонованої схеми дозволить охолоджувати відпрацьовані технологічні гази до 10^0C . Отже при початковій температурі 150^0C рекуперація тепла дозволяє економити 67,5 грн/год. Незважаючи на безумовну доцільність утилізації тепла відпрацьованих технологічних газів повторне його використання не знаходить належної уваги. Однією з причин такої ситуації є недостатній аналіз умов і режимів роботи обладнання і способів використання рекуперованого тепла.

УДК 631.358.42

Ю.Б. Гладь, канд. техн. наук, доц., І.Г. Ткаченко, канд. техн. наук, доц.

Тернопільський національний технічний університет, (Україна)

С. Г. Білик, канд. техн. наук, доц.

Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут», (Україна)

АНАЛІЗ РУХУ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ З АВТОМАТОМ КЕРУВАННЯ

**Yu.B. Hlado, Ph.D., Assoc. Prof., I.G. Tkachenko, Ph.D., Assoc. Prof., S.G. Bilyk, Ph.D.,
Assoc. Prof.**

ANALYSIS OF MOVEMENT OF ROOT HARVESTER WITH AUTOMATIC CONTROL

Одним з шляхів вирішення проблеми зниження собівартості виробництва цукрових буряків є впровадження ресурсощадних механізованих технологій їх збирання. Ці технології повинні базуватися на використанні високопродуктивних коренезбиральних машин, які б забезпечували високу якість збирання при мінімальних втратах коренеплодів.

Сучасні технології збирання цукрових буряків базуються на автоматизації процесу водіння коренезбиральної машини по міжряддях, що дозволяє уникнути помилок оператора і зменшити відсоток пошкоджених і втрачених коренеплодів.

Автоматично керований стежний гідропривод коренезбиральної машини (автомат водіння) – це гідропривод, в якому регульований параметр вихідної ланки гідродвигуна змінюється відповідно до кількісної характеристики зовнішнього, заздалегідь невідомого, впливу [1].

Процес руху коренезбиральної машини, що керується гідрооб'ємним автоматом водіння, можна розділити на два етапи. Перший – рух копіра без контакту із коренеплодом, другий – контакт копіра із коренеплодом. Дослідження руху на першому етапі має за мету визначити стійкість прямолінійного руху машини при випадкових збуреннях. На другому етапі руху особливий інтерес становить дослідження процесу відслідковування машиною траєкторії рядків буряків та визначення зусиль в контакті копіра із коренеплодом [2].

Аналіз можливих варіантів роботи машини з автоматом водіння показав, що найбільш несприятливим є її рух вздовж рядків, які мають значні відхилення від прямої лінії, а коренеплоди в рядках розміщені нерівномірно. В цьому випадку можливі значні коливання та навіть автозбудження системи керування.

Система нелінійних диференціальних рівнянь, що описує поперечне переміщення машини у міжряддях, має вигляд

$$\begin{cases} \dot{\psi} = M \frac{v}{L_1} \\ \dot{x} = \dot{\psi} \sqrt{\frac{R_1^2}{M^2}} \sin \left[\psi + \arctg \left(M \frac{L_2}{L_1} \right) \right], \end{cases}$$

де ψ – кут повороту, x – поперечне зміщення машини, Δ – зазор між копіром і головкою буряка, v – швидкість машини, K – нелінійний коефіцієнт чутливості автомата керування, що визначається його конструкцією, L_1 і L_2 – відстань між осями машини та від осі до копіра, відповідно, R_1 – змінний радіус руху машини.

$$M = \operatorname{tg} [K (\Delta - x)];$$
$$R_1 = L_1 / M .$$

Комп'ютерний аналіз системи диференціальних рівнянь, що базується на числовому розв'язку методом Рунге-Кутта, показав основні залежності коливного процесу від параметрів системи, та дозволив покращити стійкість руху машини у міжряддях.

Встановлено, що копір здійснює коливальні рухи з амплітудою, що незначно перевищує величину зазору, а період коливань для реальної коренезбиральної машини складає близько 10 секунд. Швидкість коливань має чітко виражений пілкоподібний характер, причому напрямок швидкості різко змінюється при контакті копіра з коренеплодом. Збільшення швидкості руху комбайна суттєво збільшує швидкість та частоту коливань, що є небажаним.

На базі динамічної моделі системи з використанням критерію стійкості Рауса-Гурвіца досліджено питання стійкості стежної системи при поперечних та кутових коливаннях, а також вплив масогабаритних параметрів на стійкість системи керування.

Основні масогабаритні показники машини не можуть бути вибрані довільно. Для забезпечення стійкості руху конструктор може в певних межах змінювати коефіцієнт чутливості автомата керування K , жорсткість колісної підвіски та враховувати коефіцієнт демпфування. Аналіз результатів, отриманих у роботі, свідчить про стійкість руху машини під час збирання коренеплодів за умови наявності високої жорсткості підвіски та достатньо великого коефіцієнта демпфування.

У коренезбиральних машин жорсткість підвіски визначається зведеною жорсткістю коліс та ґрунту в місці контакту з колесом. Під час руху машини по м'якому ґрунту або на колесах з недостатнім внутрішнім тиском повітря зведена жорсткість зменшується, що призводить до можливої втрати стійкості і, як результат, машина може мати поперечні вібрації значної амплітуди. Коефіцієнт чутливості автомата керування K необхідно вибирати мінімально допустимим з умови слідкування за траєкторією рядків коренеплодів. Рекомендовані значення визначаються із математичної моделі числовим способом при підстановці конкретних значень масогабаритних параметрів.

Основні висновки проведеного дослідження:

- при збільшенні зазору у міжряддях між копіром та коренеплодом відбувається пропорційне збільшення амплітуди та швидкості коливань;
- збільшення коефіцієнта чутливості K зменшує амплітуду коливань за рахунок більш точного відпрацювання, але збільшує частоту та швидкість коливань;
- занадто високе значення коефіцієнту чутливості K може призвести до самозбудження системи керування або переходу її в режим насичення, з іншого боку, занадто мале значення коефіцієнта чутливості призведе до втрати керування та виходу машини з робочої зони.

Література

1. Гевко Б. М. Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки : посібник / Б. М. Гевко, С. Г. Білик., А. Ю. Ліник, О. В. Фльонц. Тернопіль, Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. 384 с.
2. Білик С. Г. Обґрунтування параметрів механізмів автомата водіння коренезбиральної машини: дис... канд. техн. наук : 05.05.11. Бережанський агротехнічний ін-т національного аграрного ун-ту. Бережани, 2004. 168 с.

УДК 539.434

М.І. Підгурський, докт. техн. наук, проф.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

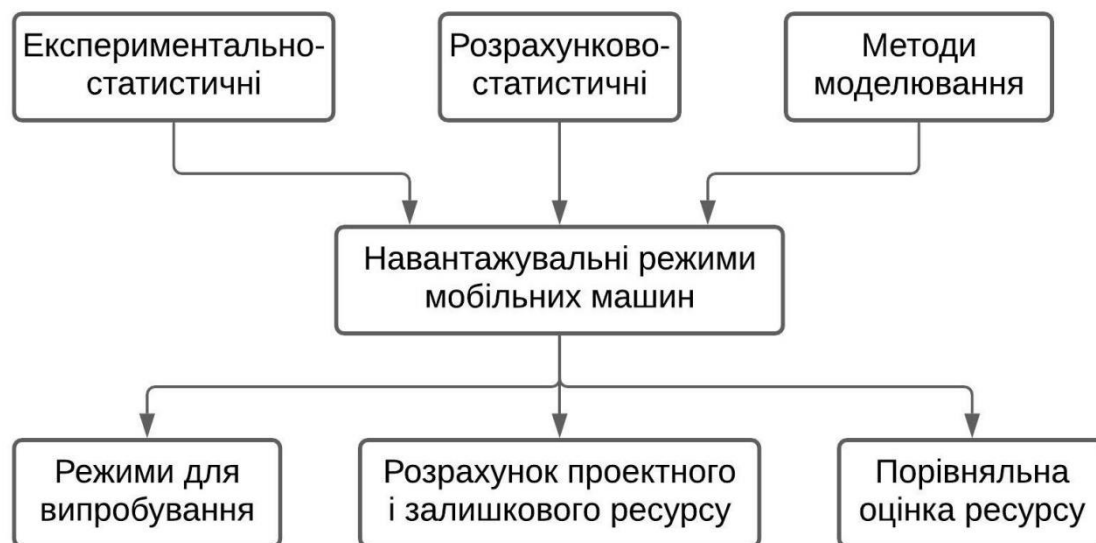
ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ НАВАНТАЖЕННЯ МОБІЛЬНИХ МАШИН

М.І. Pidgurskyi, Dr., Prof.

RESEARCH OF MOBILE MACHINES LOADING MODES

Розвиток сучасної теорії мобільних машин нерозривно пов'язаний з такими аспектами як комбінування механічних і немеханічних систем, сумісного розгляду функціональних і ресурсних підходів і моделей, що визначають якість і конкурентоздатність машини. При цьому ресурсно-функціональні розрахунки (поряд з розрахунками мехатронних систем на основі SIL- і Nil-технологій) супроводжують весь цикл проектування мобільної машини: від її структурно-схемного представлення до визначення показників надійності [1, 2]. Для моделювання умов і режимів навантаження, необхідних для проведення розрахунків важливо знати спектри експлуатаційного навантаження мобільних машин. Методи, пов'язані з отриманням і використанням навантажувальних режимів представлено на рис. 1 [1, 2].

Методи отримання навантажувальних режимів



Використання

Рис. 1. Методи отримання і використанням навантажувальних режимів мобільних машин.

Кожен з наведених методів отримання навантажувальних режимів має свої переваги та недоліки, проте найвірогідніші дані можна отримати тільки експериментально при експлуатаційних випробуваннях мобільних машин. З цією метою розроблено універсальну вимірювальну систему (рис. 2) [3, 4], яка забезпечує проведення комплексних досліджень мобільних машин в реальних умовах експлуатації. Універсальна вимірювальна система дозволяє одночасно вимірювати параметри руху (кутові швидкості та прискорення), силові параметри та деформації елементів з частотою від 0 до 2000 Гц. Фактично вказана система перекриває повністю діапазон задач електричних вимірювань механічних величин. Реєструючий блок забезпечує підсилення, фільтрацію, реєстрацію статодинамічних сигналів. Процес керування

блоком та обробка отриманої інформації здійснюється комп'ютером за допомогою розробленого пакету прикладних програм.

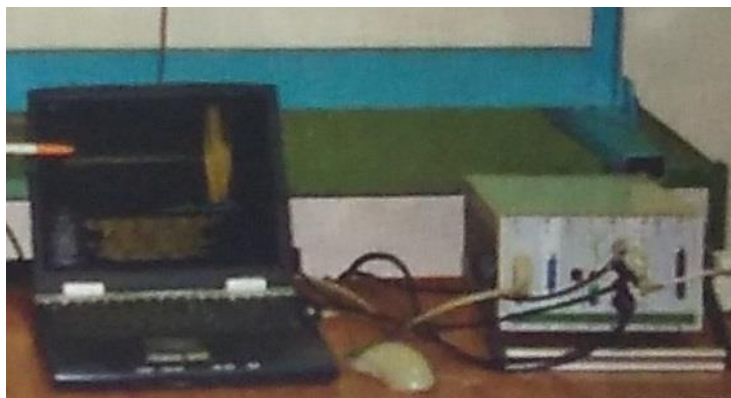


Рис. 2. Універсальна вимірювальна система для дослідження динаміки навантаження мобільних машин

Із застосуванням універсальної вимірювальної системи проведено експлуатаційні дослідження характеру навантаження і оцінки напружено-деформівного стану несучої балки хребтового типу комбайна Holmem Terra Dos (Німеччина). Аналіз експериментальних даних показує [4], що при виконанні технологічного процесу протікають складні багаточастотні процеси, які включають навантаження різної частоти і амплітуди. Завантаження бункера цукровим буряком представляє собою змінну з низькою частотою і максимальною амплітудою $\sigma_{a1} = 30 \div 35$ МПа. На ці навантаження накладаються високочастотні складові з меншою амплітудою $\sigma_{a2} = 2,8 \div 4,2$ МПа, викликані вібраційними процесами від незрівноваженості обертових мас двигуна і робочих органів, ґрунтового фону та ін. Накладання високочастотної складової (вібрацій) на основний цикл змінних напружень викликає прискорене накопичення втомних пошкоджень [5] і приводить до зниження (у кілька разів) втомної міцності конструкцій. На основі проведених досліджень рекомендовано при проектуванні циклічно навантажуваних зварних несучих конструкцій мобільних машин встановити статичні коефіцієнти запасу міцності за напруженнями $k_C = 7 \div 10$.

Література.

1. Альгин В.Б. Расчет мобильной техники: кинематика, динамика, ресурс. – Минск : Беларуская навука, 2014. – 271 с.
2. Підгурський М., Рибак Т., Костюк В., Крижовачук О., Залужний В. Тенденції розвитку конструкцій складної сільськогосподарської техніки / Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук. праць / УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого – Дослідницьке, 2008. – Вип. II (25). – С. 182-188.
3. Рибак Т.І., Підгурський М.І., Костюк В.І., Тесленко В.О., Залужний В.І. Універсальна вимірювальна система для дослідження динаміки сільськогосподарських машин / Надійність і довговічність машин і споруд, 2005. – Вип. 25. – С. 112 – 119.
4. Mykola Pidgurskyi, Yevgen Ripetskyi, and Ivan Pidgurskyi Research and simulation of load modes in the evaluation of mobile machines resource / AIP Conference Proceedings 2029, 020064 (2018); // <https://doi.org/10.1063/1.5066526>.
5. Лобанов Л.М. Сварные строительные конструкции / Лобанов Л.М., Махненко В.И., Труфяков В.И. – К.: Наук. думка, 2005. – 416 с.

КАРТОПЛЕСАДЖАЛКА ДЛЯ ВИРОЩУВАННЯ ОРГАНІЧНОЇ КАРТОПЛІ

V.F. Didukh, Dr., Prof., D.V. Tarasuk, stud.

POTATO PLANTER FOR GROWING ORGANIC POTATOES

Актуальними завданнями сучасного господарства є гарантоване збереження і підвищення родючості ґрунтів, зменшення енергоспоживання, охорона навколишнього середовища[2]. Їх вирішення особливо важливо на етапі становлення багатокладних форм господарювання, впровадження новітніх технологій і машин. Забезпечення сільського господарства засобами механізації, не тільки імпортними машинами, залежить від розвитку галузевого машинобудування. За таких умов підвищується роль та значення техніки, яка створюється і її перспективи в експлуатації.

Деградаційні процеси ґрунтів України набирають обертів. Зокрема, це відбувається через неправильне використання земель аграріями, недооцінку небезпеки та відсутність державної підтримки щодо відновлення родючості ґрунтів. На сьогодні показниками деградації ґрунтів в Україні є втрата гумусу та поживних речовин на 43% орних площ, переущільнення – на 39%, замулювання та кіркоутворення – на 38%, водна ерозія (17%), підкислення та заболочування (14%), забруднення радіонуклідами та вітрова ерозія (11%), забруднення пестицидами (9,3%) та важкими металами (8%), засолення та залужування (4,1%), утворення ярів (3%).

В практиці конструювання і застосування картоплесаджалок картоплі з одночасним внесенням твердих органічних добрив не немає. Технології та відповідно технічні засоби для цього передбачали окремо дві конструкції машин. Це розкидачі твердих органічних добрив, які забезпечують їх осіннє поверхнєве внесення з подальшим заорюванням полицевими плугами. Весною після відповідної підготовки ґрунту, проводиться садіння картоплі двох або чотирьох рядними картоплесаджалками.

Відсутність підстилкового гною, різке зменшення запасів торфу, поява нових видів органічних добрив, таких як озерний сапропель, вимагає реалізації нових технологічних і конструктивних рішень при вирощуванні картоплі. Серед таких – локальне внесення приготовлених за необхідним складом і властивостями органічних добрив в процесі її садіння. Для цього необхідно комбінований агрегат для садіння картоплі з одночасним внесенням органічних добрив. До основного недоліку вказаного агрегату слід віднести збільшення його технологічної довжини, що призводить до зниження експлуатаційних показників, складність обслуговування машин. Проте, вказаний принципово новий, ефективний спосіб внесення органічних добрив спрямований для досягнення максимального врожаю органічної продукції.

Відомі спроби реалізувати вказаний спосіб на рівні експериментальних досліджень, пов'язані з об'єднанням технологічно в один агрегат розкидача твердих органічних добрив і чотирьохрядної картоплесаджалки. Результати польових випробувань вказують на його високу технологічну ефективність і необхідність розробки компактного комбінованого агрегату, відповідно до схеми на рис. 1.

Серед вказаних вузлів комбінованого агрегату визначальне місце займає гравітаційний пристрій подачі картоплі[3,4]. Проведені багаторічні дослідження в лабораторних умовах ЛНТУ вказують на роботоздатність запропонованого без ланцюгового садильного апарату, що є необхідним у картоплесаджалці для вирощування органічної картоплі.

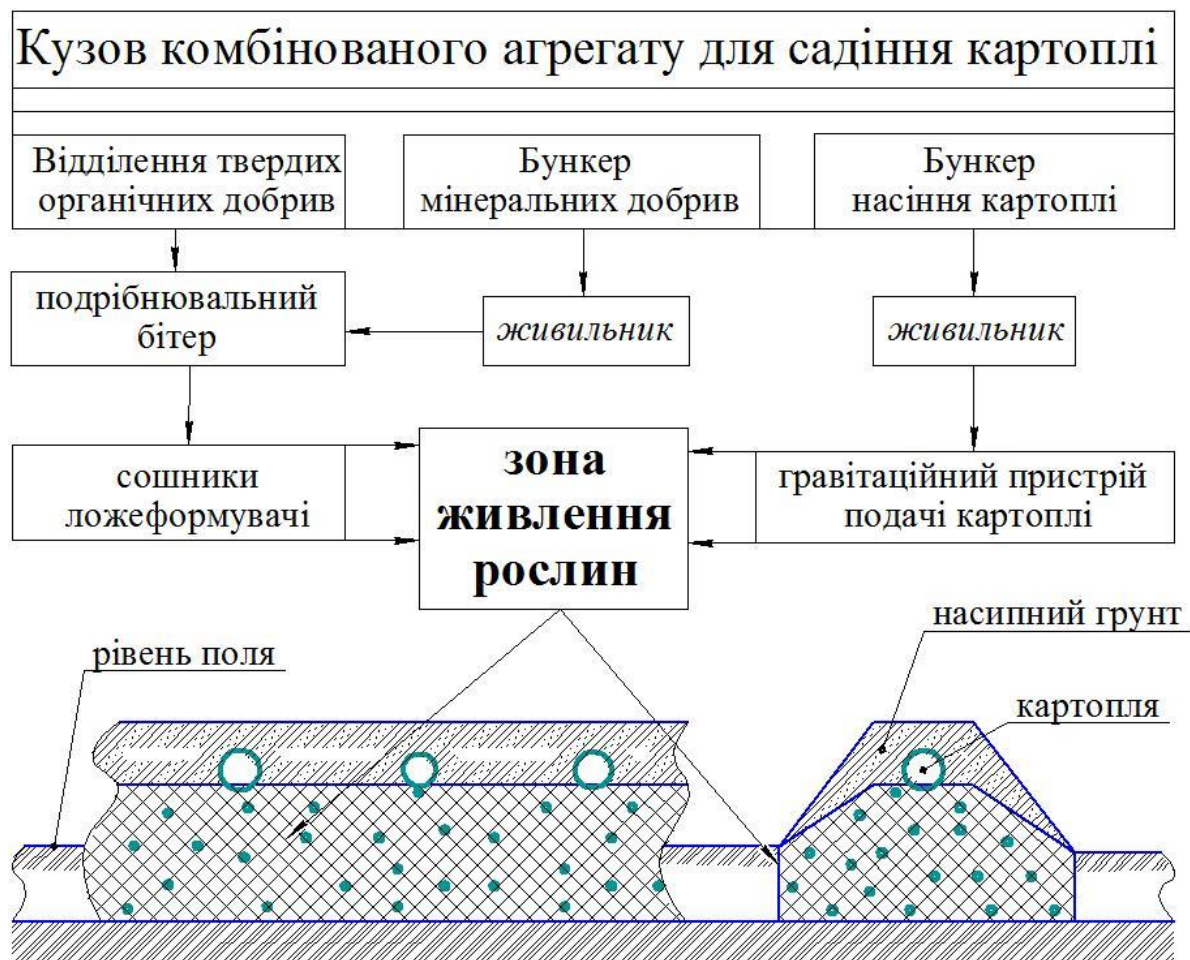


Рис. 1. Структурна схема комбінованого агрегату для садіння картоплі

Література

1. Дослідження, наукова експертиза і прогноз розвитку сільськогосподарської техніки: Звіт про НДР (заключний) № 0110 U005919./ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого; Керівник – В.І. Кравчук – Відповідальний виконавець П.О. Войтюк. – Дослідницьке, 2010. – 174 с..
2. Дідух В.Ф., Тарасюк Д.В. Перспективи розвитку органічного землеробства. VIII всеукраїнська науково-практична конференція „ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ В АПК” Збірник тез доповідей. [Електронний ресурс]. Луцьк 2021. С. 41...44.
3. Дідух В.Ф., Тарасюк В.В., Тарасюк Д.В. Дослідження садильного апарату картоплі пасивного типу. Зб. наук. статей «Сільськогосподарські машини», вип.. Луцьк 2020 №44, с.41-45.
4. Машина для садіння картоплі з одночасним внесенням органічних і мінеральних добрив. Дідух В.Ф., Тарасюк Д.В., Ляшук В.М., Тарасюк В.В., Фомич М.І. Патент на КМ № 143095, МПК (2020.01) A01C 7/06(2006.01) A01C 15/00, опубл. 10.07.2020, бюл. №13.

УДК 631.356.22

А.Ю. Ліннік, канд. техн. наук, доц.

Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут», (Україна)

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ОЧИСНИКА ГОЛІВОК КОРЕНЕПЛОДІВ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

A.U. Linnik, Ph.D., Assoc. Prof.

SUBSTANTIATION OF THE DESIGN OF THE CLEANER OF SUGAR BEET ROOT HEADS

Однією з основних технологічних вимог, що ставляться до гичковидаляючих машин є якість очищення голівок коренеплодів від залишків гички, які не повинні перевищувати 3 % по масі. Для досягнення такого якісного показника необхідно враховувати конструктивні, кінематичні та динамічні характеристики тіл взаємодії.

В процесі вирішення проблеми якісного видалення зеленої маси коренеплодів цукрових буряків встановлено, що операції зрізу гички та доочищення голівки коренеплоду раціонально проводити одночасно одним робочим органом. Проте, при конструюванні таких робочих органів, особливе значення має поєднання фізико-механічних, кінематичних і динамічних характеристик контактуючих тіл [1].

Розроблена конструкція очисника голівок коренеплодів цукрових буряків (рис 1) може застосовуватись у різних конструкціях гичкозбиральних і бурякозбиральних машин. Перевагою такої конструкції є ефективне поєднання двох робочих операцій – зрізування гички і доочищення голівок коренеплодів, що дозволяє суттєво знизити енерго- та матеріаломісткість бурякозбиральних машин, також підвищити продуктивність при скороченні терміну технологічного процесу збирання коренеплодів.

Запропонована конструкція очисника голівок коренеплодів цукрових буряків [2] виконана у вигляді вала 1 встановленого під кутом до вертикалі, зв'язаного з втулкою 2 за допомогою двох штифтів 3, встановлених у валу таким чином, що їхні кінці знаходяться в пазах втулки і забезпечують можливість осьового переміщення втулки відносно вала, при чому, рухома пара втулка-вал закрита пилозахисним гофрованим кожухом 4. Втулка, за допомогою маточини 7, жорстко з'єднана з диском 8, який складається з несучої частини, на якій встановлено через 90° обрізуючі ножі 9 та очисні еластичні лопаті 6, закріплені через 120° та копіюючої, виконаної у вигляді конуса, направлено меншою частиною вниз, причому, поверхні конуса є ребристими.

Очисник голівок коренеплодів цукрових буряків буряків містить встановлений під кутом до вертикалі вал 1, на якому встановлена втулка 2, в пазах якої розташовані вільними кінцями штифти 3, що забезпечують можливість осьового переміщення втулки відносно вала. Під дією пружини 5 втулка підтиснута в крайнє нижнє положення, при цьому рухома пара втулка-вал закрита пилозахисним гофрованим кожухом 4. Втулка, за допомогою маточини 7 жорстко з'єднана з диском 8, копіювальна частина якого виконана у вигляді конуса і направлена меншою основою вниз, причому поверхні конуса є ребристими. На несучій частині диска, шарнірно встановлені через 90° обрізуючі ножі 9, та на осях, закріплених в диску, а іншим у втулці, еластичні очисні елементи – лопаті 6 через кожні 120° .

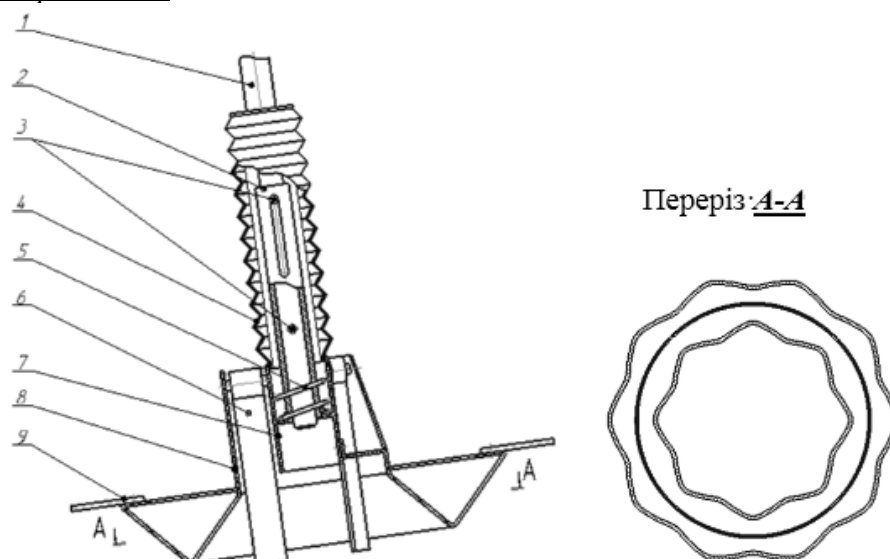


Рис.1. Очисник голівки коренеплодів цукрових буряків в: 1 – вал, 2 – втулка, 3 – штифт, 4 – кожух, 5 – пружина, 6 – еластична лопать, 7 – маточина, 8 – диск, 9 – ніж.

Очисник голівки коренеплодів цукрових буряків працює наступним чином. При русі агрегату вздовж рядка приводиться в рух вал 1 і відповідно диск 8, котрий приводить в рух ножі 9 та очисні елементи 6. Гичка зрізується ножами і відкидається з оброблювальної зони. Очищення від залишків гички проходить в два етапи: спершу при копіюванні висоти росту коренеплоду в контакт з голівкою вступають ребристі конусні поверхні диска обламуючи та зчісуючи черешки гички за рахунок своєї профільної поверхні, далі очисні елементи 6 проводять додаткове обчисування залишків гички на голівці коренеплоду. Таким чином, відбувається одночасне зрізування гички з винесенням її за межі рядка та очищення головок коренеплодів.

Копіювання висоти росту коренеплодів виконується копіювальною частиною диска 8 наступним чином. При зустрічі з високим коренеплодом конус ковзає по голівці коренеплоду і піднімає диск на необхідну висоту. Після проходження голівки коренеплоду під дією пружини 5 диск опускається, при цьому очищений коренеплід не впливатиме на копіювання висоти росту наступного коренеплоду, оскільки проходитиме під поверхнею копіювальної частини диска завдяки куту нахилу осі валу до вертикалі. Розміщення копіювального елемента безпосередньо на очисному диску забезпечує підвищення якості очистки голівки коренеплодів та спрощує в цілому конструкцію очисника.

Новий пристрій доцільно використовувати при русі вздовж осі рядка посівів і комплектувати парами, таким чином щоб робочі вали обертались на зустріч це забезпечить якісне очищення голівки коренеплодів та винесення рослинних залишок із зони рядка в міжряддя.

Література

1. Ліннік А.Ю. Перспективні напрямки розвитку машин для очищення гички цукрових буряків. *Формування конкурентоспроможної економіки: теоретичні, методичні та практичні засади*: матеріали II міжнар. наук.-практ. конф: Тернопіль: Крок, 2013. С. 83.

2. Пристрій для зрізування гички та очищення головок коренеплодів цукрових буряків: пат. 122643 UA, МПК: A01D 23/02 № u201705457 заявл. 02.06.2017, опубл. 25.01.2018 Бюл. № 2.

ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

O.Ya. Huryk, Ph.D., Assoc. Prof., O.I. Korol

TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL PROCESSES OF AGRICULTURAL PRODUCTION

Транспортно-технологічні процеси сільськогосподарського виробництва характеризуються значною трудомісткістю у зв'язку з відсутністю техніки для забезпечення необхідної якості і продуктивності. У зв'язку з переходом до ринкових відносин, намітилась тенденція розвитку індивідуальних фермерських господарств, які виготовляють продукцію в невеликих обсягах. Для успішного розвитку цих господарств необхідне просте в керуванні, надійне, високо продуктивне, малогабаритне та малоенергомістке обладнання. Існуючі конструкції обладнання, які розраховані на великі обсяги продукції, у невеликих господарствах використовувати недоцільно.

Приготування однорідних за складом композицій з різних за фізико-механічними властивостями сипких компонентів, які знаходяться в зернистому або порошковому стані, їх змішування і транспортування на значні відстані в умовах сільськогосподарського виробництва є широко застосовуваним процесом, від його результату залежить якість готового продукту.

Роль змішування суттєво зросла останнім часом, коли в комбикорми почали добавляти різноманітні добавки в невеликих кількостях, що вимагає особливо високої однорідності суміші і точності засобів дозування. Підвищення вимог до якості готових комбикормів вимагає створення змішувачів більш досконалих конструкцій. Це викликає необхідність детального дослідження суті процесу змішування і його закономірностей, а також їх транспортування на значні відстані.

Проектування змішувачів базується в основному на емпіричних даних, тому що механіка сипких середовищ не піддається теоретичним дослідженням з високою достовірністю. Важливим фактором, який визначає вибір типу змішувача, є необхідна однорідність готової суміші. Однорідність суміші, яка складається з різноманітних сипких компонентів оцінюють статистичними методами за результатами аналізу вибірок, які беруться з суміші. Аналіз таких вибірок має свої особливості і прийоми.

Процес змішування сипких матеріалів відбувається в часі, його хід і швидкість залежить від фізико-механічних властивостей сипких матеріалів, конструкції змішувача і циклічності його роботи.

Під час транспортування сипких вантажів за допомогою шнека відбувається інтенсивне перемішування компонентів суміші, що дає використати шнек як один з найбільш ефективних засобів для переміщення сипких сумішей [1, 2].

Обладнання для транспортування та змішування сипких матеріалів у сільськогосподарському виробництві характеризуються оновленням та постійним розширенням номенклатури машин і механізмів.

Література

1. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Оптимизация конструктивных параметров шнеко вих конвейеров. – М.: Изд. Вузов, Машиностроение, 1987. №5.

2. Макаров Ю.И. Апараты для смешивания сипучих материалов. – М.: Машиностроение, 1973. 216 с.

ОСНОВНІ ЕТАПИ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ВІДОКРЕМЛЕННЯ ДОМІШОК ВІД КОРЕНЕПЛОДІВ

M.R. Pankiv, Ph.D., Assoc. Prof., V.R. Pankiv, Ph.D.

MAIN STAGES OF DESIGN OF TECHNICAL MEANS FOR SEPARATION OF IMPURITIES FROM ROOTS

Підвищення технологічного рівня сучасних коренезбиральних машин, критеріями оцінки якого є співвідношення втрат, забрудненості та пошкоджень коренеплодів до їх зібраної маси, залишається актуальною проблемою у плані подальшого розвитку вітчизняної техніки для збирання коренеплодів [1].

Ефективність збирання коренеплодів у значній мірі залежить від конструктивно-компонувальної схеми та показників якості роботи очисників вороху, які повинні відокремити із складу викопаного вороху не менше 92 % компонентів домішок (вільних і зв'язаних рослинних і ґрунтових домішок) за вихідними агротехнічними вимогами до коренезбиральних машин, дотримуючись при цьому допустимих значень втрат і пошкодження коренеплодів [2].

Задача інженера-конструктора полягає в створенні таких технічних засобів, або очисної системи вороху коренеплодів, яка конструктивно та технологічно повною мірою відповідає необхідним потребам народного господарства та має значну економічну ефективність її застосування та відповідні техніко-експлуатаційні показники та показники якості роботи [3].

Будь-яке проектування технічних засобів, або робочих органів очисної системи вороху коренеплодів включає в себе послідовне виконання наступних п'яти основних етапів. Блок-схема реалізації послідовності розробки очисної системи наведена на рис.1.



Рис. 1. Блок-схема послідовності розробки очисної системи

1. Перший етап – аналіз можливості виробництва та реалізації готового виробу. Це за своєю суттю є визначенням потреби в проектованому об'єкті. Він реалізовується на основі висунутої ідеї, або робочої наукової гіпотези про можливість розробки удосконаленої очисної системи, яку прийнято за результатами аналізу стану питання.

Цей етап включає маркетингові дослідження ринку з метою визначення його потреби та ціни виробу. Визначаються основні характеристики, проектованого об'єкту, експлуатаційні умови його роботи, можливі перенавантаження та інші ймовірні небезпеки, кваліфікація обслуговуючого персоналу.

На цьому етапі визначається необхідність і потреба в даних технічних засобах,

економічна ефективність їх застосування в умовах виробництва, або по суті визначається мета розрахунку та проектування робочих органів очисної системи та компоувальної схеми очисника загалом.

На даному етапі важливу роль відіграє методика інженерного прогнозування та розрахунку, або її технічно-наукова ефективність застосування.

2. Другий етап – загальне проектування, або пошук раціонального принципу дії. Оскільки очисна система вороху коренеплодів складається з окремих технічних засобів, а останні складаються з окремих робочих органів, то на даному етапі необхідно спочатку здійснювати пошук найкращого (раціонального) варіанту технології очищення коренеплодів від компонентів домішок, потім пошук принципу дії технічних засобів і окремих робочих органів, або принципу виконання послідовності операцій технологічного процесу відокремлення компонентів домішок від коренеплодів з прогнозованими показниками якості їх роботи.

3. Третій етап – детальне проектування, або концептуальне проектування прийнятої на другому етапі раціональної конструктивно-компоувальної схеми очисної системи.

Концептуальне проектування вирішує питання про технічну реалізацію задуму майбутньої оптимальної конструкції робочих органів очисної системи та їх компоування в складі коренезбиральної машини. В результаті розробляються функціональна та компоувальна схеми очисної системи машини, а також конструкції робочих органів, визначаються їх технічні та технологічні параметри та очисної системи загалом.

Конструктивні, кінематичні, енергетичні та інші параметри робочих органів приймаються з урахуванням прийнятого узагальненого критерію оптимізації та граничних значень показників якості роботи машини. Для проведення оптимізації робочих процесів і параметрів робочих органів і очисника загалом проводять теоретичні та експериментальні дослідження на основі розробки аналітичних і емпіричних моделей. За результатами графо-аналітичного аналізу обґрунтовуються раціональні конструктивно-кінематичні параметри процесу роботи очисної системи та раціональні параметри робочих органів. В результаті проведеного аналізу розробляють ескізний проект робочих органів і компоувальної схеми очисної системи загалом.

4. Четвертий етап – експериментальне виробництво. Він починається після проведення інженерного конструювання. яке закінчує всі попередні етапи і завершується втіленням майбутньої конструкції робочих органів очисної системи в робочі креслення та виготовлення експериментального зразка очисної системи.

У подальшому експериментальний зразок очисної системи проходить відповідні етапи випробування в польових умовах: проводять попередні випробування та вносять корективи в конструкцію та параметри робочих органів; проводять приймальні польові випробування та державні випробування в умовах виробництва. Після позитивних результатів випробувань виготовляють еталонний зразок очисної системи.

5. П'ятий етап – організація масового (серійного) виробництва очисної системи вороху коренеплодів.

Література

1. Baranovsky V.M., Potapenko M.V. Theoretical analysis of the technological feed of lifted root crops. INMATEH- Agricultural Engineering. 2017. Vol. 51. No. 1/2017. P. 29 – 38.

2. Барановський В., Підгурський М., Паньків М. Методологічні та конструктивно-технологічні аспекти розроблення адаптованих коренезбиральних машин. Вісник Тернопільського національного технічного університету. 2014. №. 2(74). С. 106- 113.

АНАЛІТИЧНА МОДЕЛЬ ЗБУРЕННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ШТАНГИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ОБПРИСКУВАЧА

A. Babii, Dr., Assoc. prof., B. Levytskyi, post-graduate student

ANALYTICAL MODEL OF VERTICAL OSCILLATION EXCITATION OF AGRICULTURAL SPRAYER BOOM

При аналітичному дослідженні робочих процесів сільськогосподарських машин, зокрема штангових обприскувачів [1-9], важливим є правильно змоделювати закон руху польовими нерівностями. Якщо розглядати переміщення штанги обприскувача на підвісці, то її коливання мають прямий вплив на якість нанесення робочого препарату на поверхні рослин, а для самої підвіски – оцінка здатності гасити виникаючі коливання.

В літературі, в переважній більшості, польові нерівності моделюють простими гармонійними законами. Експериментальні дослідження підтверджують їх адекватність тільки частково, де відносно рівна поверхня поля. Якщо при русі обприскувача оброблюваними площами зустрічаються борозни (залишені колії) чи дрібні пагорби (купини), то такі моделі не в повній мірі відображають характер навантаження. А це означає, що, наприклад при конструюванні підвіски штанги, ми не перевіримо її на здатність гасити коливання за більш складних умов руху обприскувача.

Тому для вивчення роботи підвіски достатньо змоделювати такий процес, який є періодичним та носить регулярний характер (як частковий випадок). Такі збурення можуть виникати при маневровому режимі експлуатації (навантаження) обприскувача.

Тут під маневровим режимом слід розуміти такий режим, при якому конструкція буде піддана навантаженням малої амплітуди, потім ці амплітуди різко зростають до певних меж (наїзд на перешкоду) і знову стабілізуються до попередніх малих амплітуд [5, 6].

Змоделюємо закон вертикального переміщення обприскувача z_{vm} при маневровому режимі експлуатації у вигляді функціональної залежності

$$z_{vm} = \frac{a_m \sin(\omega_p t)}{m_a + \sin(T_p t)}, \quad (1)$$

де a_m – масштабний коефіцієнт загальної амплітуди;

ω_p – циклічна частота процесу;

t – час;

m_a – коефіцієнт, що визначає співвідношення між великими та малими амплітудами збурень;

T_p – коефіцієнт періодичності процесу.

Підбираючи вказані коефіцієнти та при встановлених кінематичних параметрах руху обприскувача, можна моделювати найрізноманітніші конфігурації законів збурення навантаження на складові сільськогосподарських машин. В даному випадку дослідження спрямовані на виявлення здатності підвіски штанги обприскувача гасити такі коливання.

На рис. 1, а показано змодельований рух обприскувача польовими нерівностями, які викликають вертикальні переміщення рами машини від 0,025 м до 0,23 м у

показаному співвідношенні. Частота збурень в межах 1 Гц.

На рис. 1, б запропоновано модель руху обприскувача при його випробуваннях, коли машина рухається полігоном зі штучними перешкодами таких же розмірів як вказано вище.

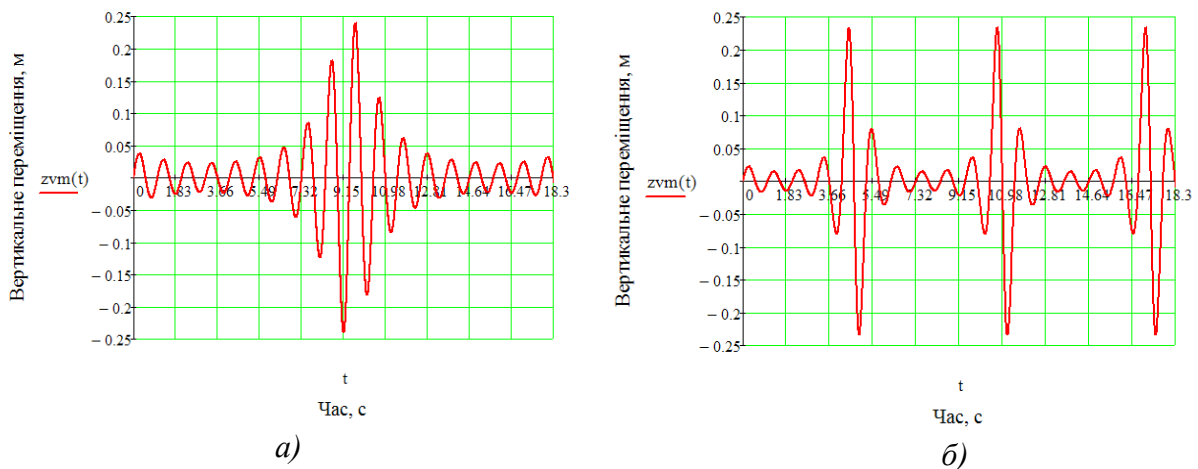


Рис. 1. Вертикальні збурення штанги при маневровому режимі навантаження обприскувача

Таким чином, отримана аналітична залежність (1) збурення вертикальних коливань (навантажень) дозволяє моделювати відносно складні режими роботи сільськогосподарської машини та досліджувати при цьому ефективність її конструктивних елементів чи вузлів.

Література.

1. Бабій А.В. Аналіз параметрів штангового обприскувача з метою збільшення його продуктивності. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2019, Vol. 10, No 4, 51-55.
2. Rybak T.I., Babii A.V., Bortnyk I.M., Tsion G.B., and Konovalenko S.I. Estimation of resource of frame steel sections of barbell field sprinklers // *Materials Science*. – 2019. 55, No 6.– P. 68-74.
3. Babii A. Study of the efficiency of working mixture application in chemical crop protection. *Scientific Journal of TNTU*. Tern. : TNTU, 2020. Vol. 98. No. 2. P. 99–109.
4. Babii A. Important aspects of the experimental research methodology. *Scientific Journal of TNTU*. Tern. : TNTU, 2020. Vol. 97. No. 1. P. 77–87.
5. Andreikiv O.E., Babii A.V. & Dolinska, I.Ya. Influence of the Working Media and Maneuvering Loading Mode on the Service Life of Spraying Booms of Field Sprinklers. *Materials Science*. Vol. 56. December, 2020. P.166–173.
6. Andreikiv O.E., Babii A.V., Dolinska I.Ya., and Matviiv Yu.Ya. Determination of the Residual Life of the Spraying Boom of a Field Sprinkler in the Maneuvering Loading Mode. *Materials Science*. Vol. 56. No. 1, July, 2020. P. 112–118.
7. Babii A., Babii M. Impact of oscillation amplitude of boom sprayers loadbearing frame sections. *Scientific Journal of TNTU*. Tern. : TNTU, 2019. Vol. 95. No 3. P. 97–104.
8. Leshchak R.L., Babii A.V., Barna R.A., and Syrotyuk A.M. Corrosion resistance of steel of the frames of boom sprayers. *Materials Science*. Vol. 56. No. 3. November, 2020. P. 425–431.
9. Babii A., Babii M. Taking impact of oscillation amplitude of bearing frame sections of boom sprayers into account on its resource. *Scientific Journal of TNTU*. Tern.: TNTU, 2019. Vol. 95. No. 3. P. 97–104.

ЗАСТОСУВАННЯ ЦИФРОВОЇ СИМУЛЯЦІЇ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ МАСООБМІНУ В АГРАРНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

M.Ya Stashkiv, Ph.D., Assoc. Prof.; I.M. Pidgurskyi, Ph.D., Assoc. Prof., A.Y. Matviishyn, Ph.D., Assoc. Prof.

APPLICATION OF DIGITAL SIMULATION FOR RESEARCH OF MASS TRANSFER PROCESSES IN AGRICULTURAL PRODUCTION

Підвищення ефективності виробництва сільськогосподарської продукції тісно пов'язано з необхідністю дослідження як особливостей агротехнологічних процесів так і конструкції та оптимальних параметрів обладнання, яке забезпечує їх виконання.

Особливістю практично будь-якого виробничого сільськогосподарського процесу є взаємодія частинок різного розміру та форми між собою та з робочими поверхнями обладнання, що потенційно впливає на якість продукту або його структурну цілісність.

На практиці для дослідження таких процесів використовують різні аналітичні, емпіричні та числові методи, найпоширенішими з яких є метод скінченних елементів (МСЕ або FEM – Finite Element Method) з використанням плоских та об'ємних елементів для вирішення задач механіки та гідрогазодинаміки (задач масо- та теплопереносу), метод дискретних елементів (МДЕ або DEM – Discrete Element Method) та метод гідродинаміки згладжених частинок (SPH – Smoothed Particle Hydrodynamics) для дослідження поведінки систем з сипким середовищем.

SPH та DEM, на відміну від FEM, не використовують розбиття досліджуваного об'єкту на сітку елементів, а розглядають сипке середовище як набір окремих частинок. Метод SPH більше підходить для моделювання взаємодії частинок в потоках рідини чи газу, тоді як DEM забезпечує широкі можливості дослідження процесів подрібнення матеріалу чи об'єднання частинок та їх взаємодії між собою і з робочими поверхнями елементів обладнання.

DEM як засіб, що дозволяє врахувати ключові аспекти роботи з сипким середовищем, було запропоновано ще у 70-их роках ХХ століття авторами P. Cundall та O. Strack на основі принципу молекулярної динаміки (пізніше можливості цього методу суттєво розширили та доповнили).

На даний час існує доволі велика кількість програмного забезпечення, що реалізує різноманітні інструменти на базі DEM і призначене для моделювання поведінки частин сипкого матеріалу різноманітної форми та розмірів. Воно забезпечує виконання великомасштабного високореалістичного моделювання на базі законів Ньютона та контактної механіки з отриманням результатів на основі статистики взаємодії окремих частинок та геометричних моделей елементів конструкцій в будь-який момент часу, та дозволяє дізнатися, як насправді працюють як окремі вузли, так і система в цілому.

Особливого поширення таке програмне забезпечення набуло у останні роки, що пов'язано із збільшенням доступності потужних багатоядерних (багатопотокових) центральних процесорів (CPU) та підвищенням ефективності графічних процесорів (GPU) відеокарт комп'ютерів. Деяке програмне забезпечення дозволяє реалізувати режим multi-GPU (використання для розрахунку графічних ядер декількох відеокарт), що дозволяє суттєво збільшити кількість модельованих контактів.

Підвищення розрахункових потужностей обчислювальної техніки значно скоротило затрати часу на отримання результатів обчислення побудованих імітаційних моделей з використанням DEM (від сотень до десятків, або і декількох годин, в залежності від параметрів моделі).

Основними факторами, що впливають на тривалість розрахунку, є: кількість дискретних елементів (частинок) в моделі; кількість фасеток (поверхонь з яких складаються тверді тіла) в частинках та геометрії обладнання; інтенсивність та тривалість досліджуваного процесу; застосування функцій зношування, адгезії та подрібнення; застосування багатофазного моделювання.

Для зменшення тривалості розрахунку доцільно у моделях дискретних елементів застосовувати такі спрощення: збільшення кількості великих частин у гранулометричному складі («відсікання» нижньої границі розмірів частинок); застосування сферичних частинок замість частинок реальної конфігурації; застосування «сухого» процесу; використання функції періодичних границь.

Задачі моделювання сипкого середовища з використанням DEM: підвищення ефективності роботи обладнання та комплексних установок; аналіз причин простоювання обладнання: виявлення «вузьких місць» технологічних ліній («зависання» матеріалу, локальне зношування); усунення втрат матеріалу через просипання та пилевиділення; підбір конструктивних та режимних параметрів при модернізації обладнання; дослідження складної поведінки матеріалу, спостереження за яким в реальному часі є неможливим.

Практично для усього програмного забезпечення, що дозволяє реалізувати DEM, порядок розрахунку, як правило, наступний: підготовка геометрії в будь-якій зовнішній CAD – системі; вибір спрощень моделі; побудова фізичної моделі об'єкта та процесу; налаштування та запуск процесу розв'язку; обробка результатів.

Приклад моделювання процесу переміщення сипкого матеріалу (пелет) шнековим транспортером показано на рис. 1, де кольором відображено значення швидкості руху частинок, а на графіку виведено характер зміни у часі крутного моменту на роторі.

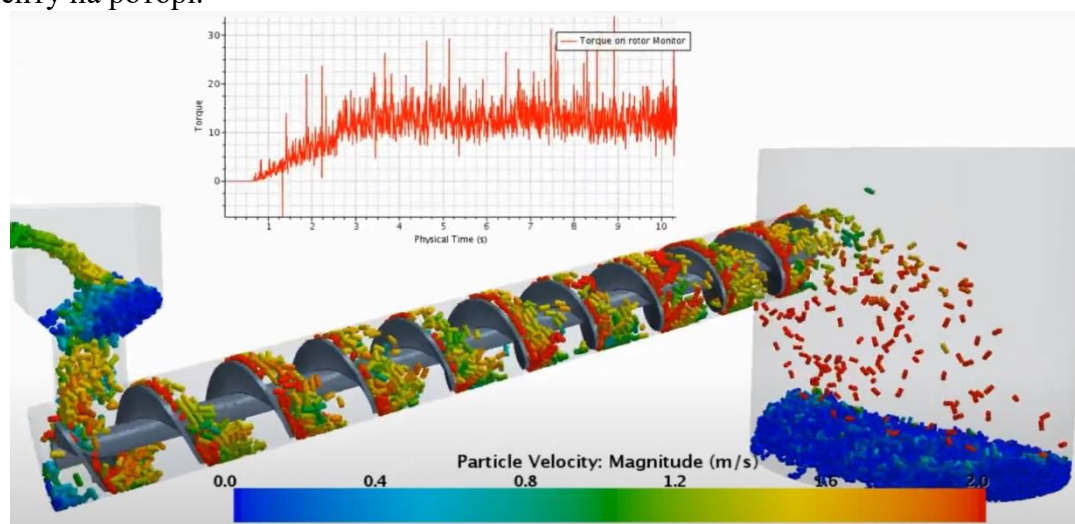


Рис. 1. Результати моделювання процесу переміщення сипкого матеріалу

Застосування DEM у поєднанні з розрахунками на міцність та аналізом гідрогазодинамічних процесів ще на ранніх етапах проектування засобів механізації сільськогосподарського виробництва забезпечує широкі можливості підвищення якості продукції, оптимізації виробничих процесів та дозволяє відмовитись від високовартісної та працемісткої процедури фізичного тестування обладнання.

ОБГРУНТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДІВ ОДНОСТОРОННЬОЇ ДІЇ В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ МАШИНОБУДУВАННІ

V.I. Duniy, Ph.D., Assoc.Prof.

SUBSTANTIATION OF MECHANISMS OF UNILATERAL ACTION DRIVES IN AGRICULTURAL MACHINE BUILDING

Сьогодні розвиток транспортних механізмів односторонньої дії сільськогосподарських машин покращується технологічними й експлуатаційними параметрами робочих органів, розширення функцій, що дають змогу підвищити продуктивність та покращити процеси з метою підвищення довговічності і надійності механізмів. Одним з перспективних напрямків підвищення продуктивності праці в агропромисловому комплексі є розширення технологічних можливостей транспортуючих пристроїв, які мають широке застосування у технологічних процесах механізованого завантаження сипких матеріалів, мінеральних добрив, насінневого матеріалу та зібраних зернових культур є виготовлення робочих органів транспортуючих та змішувальних пристроїв.

Широкого використання трубчасті конвеєри набули в сільськогосподарському, транспортному і хімічному машинобудуванні, у верстатобудуванні, гірничорудному устаткуванні підйомно-транспортуючих пристроях та переробній галузі. Важливим питанням надійності роботи гнучкого трубчастого конвеєра є забезпечення надійності роботи їх приводів, які є односторонньої дії, які здійснюють передачі крутних моментів в одному напрямку, а в іншому його стопоріння.

Одним із важливих моментів при виробництві цих приводів є розроблення прогресивного технологічного процесу виготовлення привідних дисків, які мають складний профіль.

Розглядаючи шліцьові з'єднання в аспекті розвитку їх функціональної здатності, слід відмітити, що тут основними напрямками розвитку є надання цим з'єднанням додаткових можливостей без втрати основного функціонального призначення. Прикладом цього є розроблення конструкцій кулькових шліцьових з'єднань, які забезпечують менше зусилля осьового переміщення за рахунок використання тіл кочення і підвищення їх надійності і експлуатаційної довговічності.

Існує велика кількість вузлів, які за своїм функціональним призначенням повинні забезпечувати передачу крутного моменту лише в одному напрямку, а в іншому – забезпечувати стопоріння з'єднувальних елементів. Ці вузли використовуються в механізмах односторонньої дії, що широко використовуються в насосах, велосипедах, мотоциклах механізмах сільськогосподарських машин та інше. Отже існує потреба у проектуванні і визначенні основних конструктивних параметрів передачі, яка б забезпечувала вище приведені технічні вимоги при невеликих габаритних розмірах і значній навантажувальній здатності з'єднання.

Такими властивостями володіє кулькове шліцьове з'єднання односторонньої дії (рис.1). Принцип дії цього з'єднання покладений в основу роботи обгінних муфт.

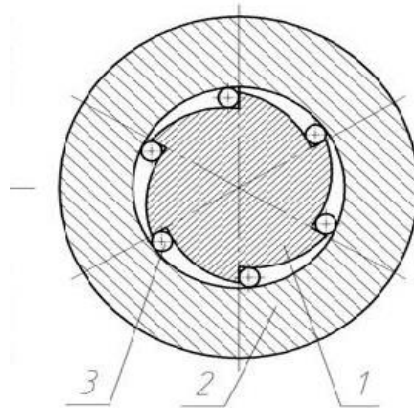


Рис. 1. Шліцьове з'єднання односторонньої дії з елементами кочення:

1 – шліцьовий вал; 2 – втулка з внутрішнім циліндричним отвором; 3 – кульки (ролики).

Цей тип з'єднання передає крутний момент лише в напрямку збільшення виступів на валу. Бокова частина виступів вала взаємодіє з кульками попихаючи їх, таким чином, що величина зазору між валом і втулкою, в якому знаходяться кульки залишається незмінним.

При обертанні вала в зворотну сторону зазор між валом і втулкою зменшується і кульки затискаються в цьому просторі, заклинюючи елементи з'єднання. Перевагою даного типу з'єднання є те, що профільна частина з'єднання знаходиться лише на валу, що значно полегшує технологію його виготовлення. Оскільки виготовлення внутрішніх профільних поверхонь високої точності вимагає значних матеріальних та трудових затрат.

Втулки шліцьового з'єднання односторонньої дії є досить простої конструкції, оскільки основним конструктивним їх елементом є бігова доріжка виконана у вигляді кільцевої канавки під кульки або ролики. Для забезпечення рівномірності роботи з'єднання бігових доріжок може бути дві або більше з рівномірним розміщенням вздовж осі втулки.

Крім цього використання кульок значно зменшує осьове зусилля необхідне на переміщення з'єднувальних елементів.

Можна зробити висновок про те, що кульки це саме той елемент, який сприйматиме основну частину навантаження. Відповідно, вони вийдуть з ладу швидше ніж вал чи втулка, що позитивно відіб'ється на ремонтпридатності з'єднання, оскільки вартість кульок є значно меншою.

Література

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. Павлище В.Т. К. Вища школа, 1993. 556с.
2. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. Національний університет "Львівська політехніка", 2006. 196 с.
3. Технологія автоматизованого виробництва. О.О. Жолобов, В.А. Кирилович, П.П. Мельничук, В.А. Яновський – Житомир: ЖДТУ, 2008 1014 с.
4. Гевко Б.М., Гевко І.Б., Радик Д.Л. Технологія сільськогосподарського машинобудування – Київ: Кондор, 2006. 496с.

УДК 631. 333

О.О. Налобіна, докт. техн. наук, проф., О.З. Бундза, канд. техн. наук, доц.,
С. В. Заборовська, студентка
Національний університет водного господарства та природокористування, (Україна)

КЛАСТЕРНИЙ АНАЛІЗ ОПРИСКУВАЧІВ ЯК ІНСТРУМЕНТ ЇХНЬОГО ВИБОРУ ДЛЯ ГОСПОДАРСТВА

O.O. Nalobina, Ph.D., Assoc. Prof., O.Z. Bundza, Ph.D., Assoc. Prof. S.V. Zaborovska,
student

CLUSTER ANALYSIS DEPICTS A TOOL FOR A POWERFUL VIBE FOR THE STATE

Вирощування сільськогосподарських культур потребує створення певних умов, зокрема своєчасного та ефективного знищення бур'янів, захисту від шкідників і хвороб. Вирішення цього завдання, як виявив аналіз виробничих процесів агропідприємств в Україні та за кордоном, здійснюють в основному за рахунок внесення гербіцидів обприскуванням [1]. При цьому використовують оприскувачі, сучасні моделі яких характеризуються високою продуктивністю та порівняно невисокою витратою хімічних засобів.

На ринку України на даний час представлена значна кількість моделей оприскувачів, зокрема популярні самохідні та причіпні оприскувачі фірми John Deere. Моделі всесвітньо відомого виробника сільськогосподарської техніки мають високий технічний рівень, але через їхнє різноманіття є потреба у розробці рекомендацій щодо їхнього вибору з урахуванням масштабів агропідприємства та наявності енергетичних засобів.

Ми проаналізували моделі самохідних, причіпних і навісних оприскувачів (дані за деякими моделями наведено в табл. 1).

Таблиця 1 – Характеристики моделей оприскувачів (наведено не повний перелік проаналізованих моделей)

Марка	Норма внесення, л/хв.	Рекомендована робоча швидкість, км/год.	Об'єм баку, л	Ширина захвату, м.
Самохідні				
John Deere R 4030	450	до 24	3028	30,5
John Deere R 4038	852	до 40	3800	36,6
John Deere 4630	870	до 24	2271	18,2 (24,3)
John Deere 4830	530	до 34	3785	30,5
John Deere 4023	640	До 24	2300	18,2
John Deere 4045	870	до 43	2271	30
Причепні				
John Deere 724	280	6 - 12	2400	24
John Deere 732	280	6 - 12	3200	24
John Deere 740	280	6 - 12	400	28

Аналіз технічних характеристик оприскувачів було покладено в основу розподілу їх на окремі групи за показником продуктивності (га/год.).

Використано кластерний аналіз Statistica.

Продуктивність визначалась за умови проведення робіт на мінімальних й максимальних швидкостях руху. Знаючи продуктивність виконання робіт та проаналізувавши експлуатаційні характеристики тракторного складу конкретного господарства можна обрати раціональну модель причіпного або навісного оприскувача. За умови вибору самохідного оприскувача потрібно проаналізувати продуктивність, агростроки виконання робіт та технології, що застосовують у даному господарстві.

Аналіз проведених розрахунків дозволив зробити наступні висновки: для малих і середніх аграрних підприємств рекомендуються до вибору навісні оприскувачі, наприклад John Deere 510 з робочою шириною 18 м, об'ємом баку 1000 л.; для крупних – причіпні й самохідні оприскувачі з шириною захвату від 24 до 48 м.

Оприскувачі доцільно обирати однієї фірми – виробника, наприклад John Deere, які як показав аналіз моделей, мають значну номенклатуру технічних характеристик, які забезпечують високу продуктивність виконання робіт у затребувані агротехнічні строки.

Література

1. Бундза О.З. Розробка та обґрунтування параметрів машини для знищення бур'янів контактної дії: автореф. дис. канд. техн. наук. Вінниця, 2016 р., 22 с.
2. John Deere. URL: <https://www.deere.ua/ru/index.html> (дата звернення: 19.09. 2021).

УДК 631.331

¹М.В. Голотюк, канд. техн. наук, доц., ²В.С. Пуць, канд. техн. наук, доц.,

¹О.В.Ткачук, студент

¹Національний університет водного господарства та природокористування, (Україна)

²Луцький національний технічний університет, (Україна)

АЛГОРИТМ ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ СУЧАСНИХ ТРАКТОРІВ

¹M.V. Golotuk, Ph.D., Assoc. Prof., V.S. Puts², Ph.D., Assoc. Prof., A.V. Tkachuk, student

ALGORITHM FOR EVALUATING THE EFFICIENCY OF MODERN TRACTORS

На сучасному етапі розвиток сільського господарства не віддільний від запровадження у виробничі процеси нових тракторів, номенклатура яких є дуже різноманітною. Удосконалення даного виду техніки відбувається дуже швидкими темпами й споживачам пропонують нові моделі тракторів. З метою підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва й конкурентоздатності продукції виробник повинен оновлювати парк техніки, що сприяє запровадженню новітніх технологій. Придбання нових тракторів проводиться за певними критеріями, в основному, суб'єктивного характеру. Найчастіше споживчі властивості моделі трактора оцінюють через первинні фінансові вкладання на придбання трактора й супутні витратні матеріали, а також рівень надійності.

Як виявив аналіз чинних досліджень [1-5], які присвячено обґрунтуванню критеріїв оцінювання ефективності тракторів, на даний час відсутній єдиний рекомендований для використання, показник ефективності, за яким можна було б проводити порівняльний аналіз різних варіантів тракторів й обирати найбільш ефективну модель для певних умов використання. Авторами пропонується використовувати такі експлуатаційні показники, як потужність, питома потужність, питома витрата палива, а також економічні характеристики, наприклад, собівартість виконання ремонтних робіт, тощо.

Значна номенклатура тракторів, які мають певний перелік переваг й недоліків за умови використання у конкретних агро – кліматичних умовах, а також потреба у врахуванні характеристик матеріальної бази самого господарства, значним чином ускладнюють процес обґрунтування єдиного критерію оцінювання ефективності моделей що підлягають порівнянню.

Враховуючи зазначене, формування алгоритму виконання порівняльної оцінки ефективності застосування тракторів із урахуванням їхнього технічного рівня та споживчих властивостей, є актуальною задачею, вирішення якої дозволить обґрунтовано підходити до визначення потреб парку машин.

Сформовано концепцію реалізації алгоритму:

формування переліку характеристик техніко – технологічного рівня, експлуатаційних показників, споживчих показників тракторів, які підлягають оцінюванню експертами;

1) формування бази даних і групи експертів;

2) визначення коефіцієнтів вагомості для обраних показників;

3) вибір найбільш вагомих показників і отримання залежностей між ними

й показником собівартості виконання робіт;

4) обґрунтування математичних моделей, які розкривають взаємозв'язок техніко – технологічних показників та експлуатаційних характеристик роботи трактора на собівартість певного виду робіт.

З метою перевірки роботоздатності даного алгоритму на даний час нами виконано оцінювання показників технічного рівня, експлуатаційних характеристик і встановлено кореляційний зв'язок із собівартістю виконаних робіт.

Для аналізу обрано показники: тиск рушії на ґрунт, радіус повороту, продуктивність у складі конкретних МТА, відповідність агротехнічним вимогам, питома витрата палива, маса, потужність, вартість.

Аналіз даних показників ми виконували з використанням методу експертного оцінювання характеристик міні тракторів Forte і Foton Lovol із потужністю 24 – 50 к. с., які найбільш широко представлені в фермерських і приватних господарствах Рівненської області. Для виконання аналізу й ранжування статистичних даних залучено 18 експертів.

Встановлено, що існує тісний зв'язок між собівартістю робіт (розглянуто оранку) і експлуатаційними характеристиками та показниками технічного рівня, а саме:

- коефіцієнт кореляції за умови оцінювання зв'язку між експлуатаційними характеристиками та собівартістю робіт становить 0,78; коефіцієнт кореляції за умови оцінювання зв'язку між показниками технічного рівня та собівартістю робіт становить 0,82.

Отримані статистичні дані та результати експертного оцінювання будуть покладені в основу розробки математичних моделей які розкривають взаємозв'язок техніко технологічних показників та експлуатаційних характеристик роботи трактора на собівартість певного виду робіт.

Література

1. Карбая Ю.К. Резервы в использовании машинно-тракторного парка. – М.: Колос, 1982. – 319с.
2. Калініченко О. В. Енергетична оцінка виробництва сільськогосподарських культур / О. В. Калініченко // Наукові праці Полтавської державної аграрної академії. Вип. 2 (5). – Т. 3. Економічні науки. – Полтава: ПДАА, 2012. – С. 134–139. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: www.pdaa.edu.ua/sites/default/files/nppdaa/5.../134.pdf.
3. Морозов Ю.Л. Методика сравнительной оценки эффективности сельскохозяйственной техники с использованием интегрального показателя. // Технологии и технические средства механизированного производства продукции растениеводства и животноводства. – 2012. – № 83. – С. 5–14.
4. Блоха А.В. Поліпшення забезпечення матеріально-технічними ресурсами аграрного виробництва /А.В. Блоха // Економіка АПК. – 2009. – № 2. – С.56–61.
5. М. Г. Данильченко Експертноаналітична оцінка технологічних і економічних показників сільськогосподарської техніки: Навчально-методичний посібник для студентів економічних спеціальностей/ Данильченко М. Г., Гладич Б. Б., Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г. – Тернопіль: Економічна думка, 2001. – 61 с.

СЕКЦІЯ: ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ МАШИНИ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖІВ

УДК 621.867.42

Т.А. Довбуш, канд. техн. наук, доц., Н.І. Хомик, канд. техн. наук, доц.,

А.Д. Довбуш, Г.Б. Цьонь, канд. техн. наук.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ МЕТАЛОМІСТКОСТІ ГНУЧКИХ ШНЕКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

T.A. Dovbush, Ph.D., Assoc. Prof., N.I. Khomyk, Ph.D., Assoc. Prof., A.D. Dovbush, H.B. Tson, Ph.D.

WAYS TO REDUCE METAL CAPACITY OF FLEXIBLE SCREW MECHANISMS

Гнучкі шнекові механізми, які складаються з однакових окремих жорстких секцій мають суттєвий недолік – це велика металомісткість. Враховуючи, що секції у зоні вивантаження майже ненавантажені, а в зоні завантаження несуть максимальне навантаження, є можливість зменшити розміри їх несучих елементів – пластин.

У роботах [1, 2, 3] проведені експериментально-аналітичні дослідження продуктивності та енергетичних залежностей гнучких шнекових транспортерів із жорсткими секціями. У роботі [4] дано рекомендації по зменшенню металоємкості окремих елементів жорстких секцій, у залежності від їх розміщення від зони вивантаження.

Використовуючи аналітичні залежності [1] будуємо графіки змін силових параметрів $L = 6\text{м}$. (рис.1)

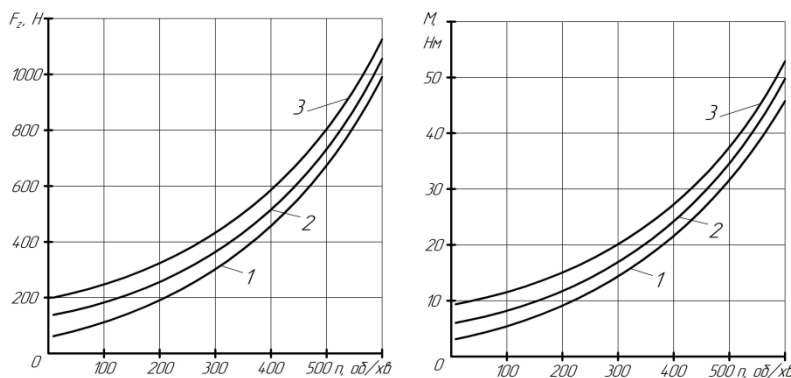


Рис. 1. Діаграми змін силових параметрів гнучкого шнекового транспортера для транспортування піску для висоти підйому: 1 – $H=1\text{м}$; 2 – $H=2\text{м}$; 3 – $H=3\text{м}$

Силове навантаження при транспортуванні гнучким транспортером

(рис. 2) сприймають пластини, які працюють на деформації згину та стиску, схематизація яких показана на рисунку 2 [5, 6].

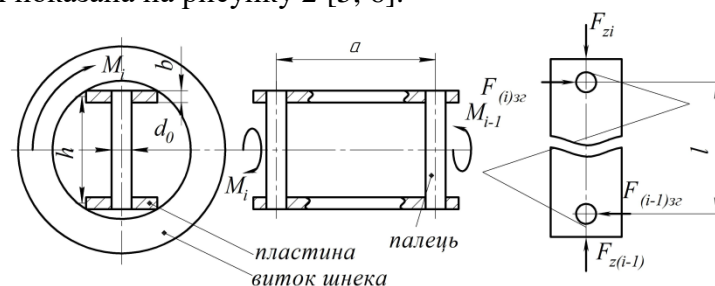


Рис. 2. Схематизація діючих силових навантажень на i -ту секцію гнучкого шнекового механізму

Енергетичні залежності, осьова сила та обертовий момент, які сприймають пластини, для заданої транспортуючої сировини, вибраної частоти обертання робочого органу та висоти підйому описуються прямолінійними залежностями, рис 3.

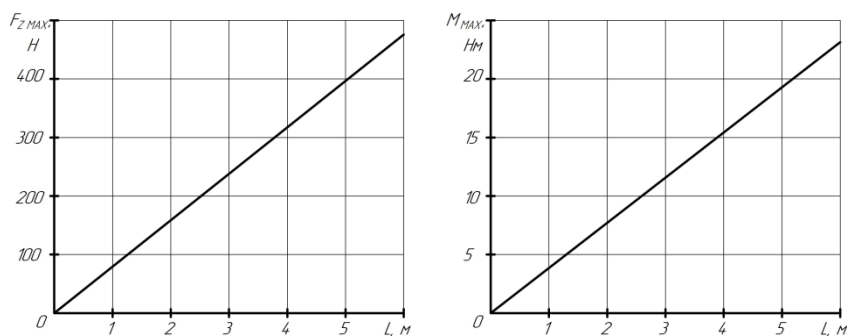


Рис. 3. Графіки зміни осьової сили та крутного моменту транспортування піску на висоту $H=1\text{м}$, при $n=400\text{ об/хв}$.

$$\text{Мінімальна товщина пластини: } b_{\min} \geq \frac{1}{[\sigma]} \left(\frac{M_{3Г \max}}{81,7} + \frac{F_{z \max}}{10} \right).$$

Графік змін товщини пластин відносно робочого органу (рис. 4), виходячи з якого можна мінімізувати товщину пластини

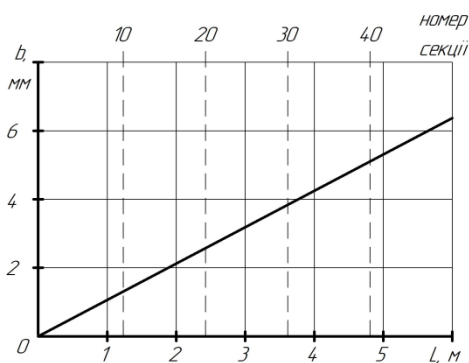


Рис. 4. Залежність товщини пластини від їх розміщення відносно робочого органу (Пісок, висота транспортування $H=1\text{м}$, $[\sigma]=160\text{МПа}$).

Розглянута методика дає можливість прорахувати товщини пластин для заданої конструкції шнека при транспортуванні будь-якої сировини на визначені висоти при різних частотах обертання робочого органу, що дасть змогу зменшити металомісткість транспортуючого механізму.

Література:

1. Гевко Б. М., Рогатынский Р. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов, 1989. 176с.
2. Trokhaniak O. M, Nevko R. B., Lyashuk O. L., Pohrishchuk B. V., Dovbush T. A. Dobizha N. V. (2020), Research of the of bulk material movement process in the inactive zone between screw sections, INMATEH-agricultural engineering. vol. 60. no.1. pp. 261-268, Bucharest / Romania.
3. Lyashuk O. L., Vovk Y. Y., Sokil M. B., Klendii V. M, Ivasechko R. R, Dovbush T. A, (2019), Mathematical model of a dynamic process of transporting a bulk material by means of a tube scraping conveyor, Agricultural Engineering International: CIGR Journal, vol. 21, no. 1, pp. 74-81; Fengmin Zhao/China.
4. Довбуш Т. А., Хомик Н. І., Цьонь Г. Б. Зниження металоємності гнучких транспортуючих механізмів. Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, 14-15 травня 2020 року. Т. : ТНТУ, 2020. С. 20-21. (Нові матеріали, міцність і довговічність елементів конструкцій).
5. Гевко Р. Б., Хомик Н. І., Жаровський О. С., Довбуш Т. А. Деталі машин та основи автоматизованого конструювання : навчальний посібник до лабораторних робіт. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2021. 256 с.
6. Довбуш А. Д., Хомик Н. І., Довбуш Т. А., Рубінець Н. А. Прикладна механіка і основи конструювання : навчально - методичний посібник до розрахунково-графічної роботи. Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2015. 116 с.

УДК 621.867.42

А.Є. Дячун, канд. техн. наук, доц., М.Г. Дичковський, канд. техн. наук, доц.,
І.В. Головатий, В.П. Михайлюк

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКОСТІ ЗМІШУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ГВИНТОВИМ КОНВЕЄРОМ З ОБЕРТОВИМ КОЖУХОМ

A.Ye. Diachun, Ph.D., Assoc. Prof., M.G. Dychkovskiy, Ph.D., Assoc. Prof.,
I.V. Golovaty, V.P. Myhailiuk

THE STUDY OF MIXING QUALITY OF BULK MATERIALS BY SCREW CONVEYOR WITH ROTATING CASE

Для зменшення енергетичних витрат і підвищення якості змішування сипких матеріалів розроблено ряд оригінальних конструкцій гвинтових змішувачів із гофрованими шнеками та обертовими кожухами. Конструктивні елементи такого конвеєра-змішувача представлено на рис. 1.

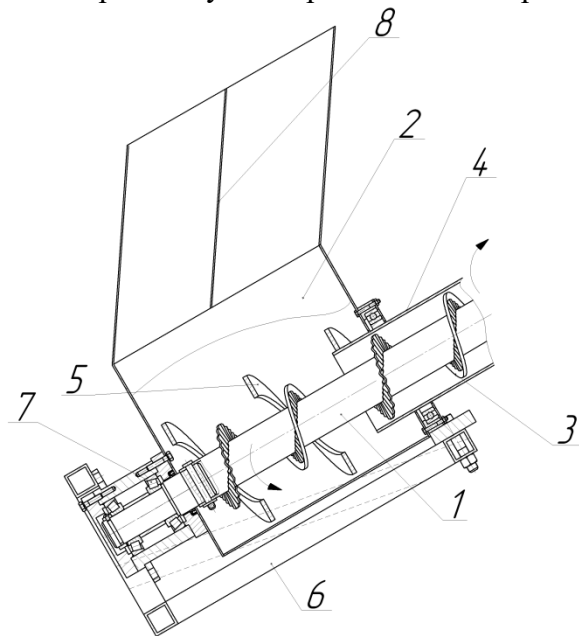


Рис. 1. Конструктивні елементи конвеєра з обертовим кожухом: 1 – вал, 2 – бункер, 3 – гофрований шнек, 4 – обертовий кожух, 5 – шнек на кожусі, 6 – рама, 7 – підшипник

транспортування сипких сумішей. Основними змінними факторами, які впливали на процес змішування на першому етапі були такі: частота обертання гофрованого шнека $n_{ш} = 50 - 240$ об/хв (x_1); частота обертання кожуха $n_k = 100 - 200$ об/хв (x_2); кут нахилу конвеєра $\alpha = 10 - 45$ град (x_3).

Функцію відгуку неоднорідності змішування кормової суміші у гвинтовому змішувачі $V_c = f(n_{ш}, n_k, \alpha)$, визначеної експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома:

$$V_{c(n_{ш}, n_k, \alpha)} = 22,28 + 1,39 \cdot 10^{-3} n_{ш} - 9,58 \cdot 10^{-2} n_k - 1,12 \cdot 10^{-2} \alpha - 1,58 \cdot 10^{-5} n_{ш} n_k - 1,55 \cdot 10^{-5} n_{ш} \alpha + 5,88 \cdot 10^{-5} n_k \alpha + 5,25 \cdot 10^{-5} n_{ш}^2 + 2,096 \cdot 10^{-4} n_k^2 - 2,63 \cdot 10^{-4} \alpha^2.$$

Неоднорідність суміші V_c для досліджуваних меж змінюється від 10% до 18%.

УДК 621.82

Ів.Б. Гевко, докт. техн. наук, проф., М.Р. Гевко, канд. техн. наук, С.З. Залуцький, канд. техн. наук, А.І. Станько

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ЕЛАСТИЧНИМИ ЗМІННИМИ ПОВЕРХНЯМИ

Iv.B. Nevko, Dr., Prof., M.R. Nevko, Ph.D., S.Z. Zalutskyi, Ph.D., A.I. Stanko
A SEARCH OF NEW METHODS OF PURPOSE OF SPIRALS OF AUGERS
INSTALLATION FOR INVESTIGATION OF PARAMETERS OF SCREW
MECHANISMS WITH ELASTIC VARIABLE SURFACES

Гвинтові конвеєри знайшли широке використання різних галузях економіки, що зумовлює і специфічні вимоги, які ставляться до них. Однією з них є можливість безпечного переміщення крихких елементів у фармацевтичній галузі, галузях електроніки, харчової промисловості, а також у сільськогосподарському виробництві при транспортуванні насінневих зернових матеріалів. Відтак це зумовлює потребу у проведенні подальшого наукового пошуку прогресивних шнекових механізмів з еластичними змінними поверхнями [1]. З цією метою нами розроблено устаткування для дослідження шнекових механізмів з еластичними змінними поверхнями (рис. 1).

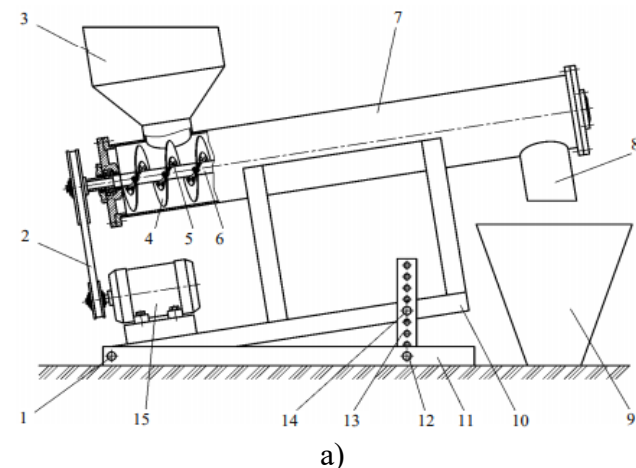


Рис. 1. Установа для дослідження параметрів шнекових механізмів з еластичними змінними поверхнями: а) конструктивна схема; б) загальний вигляд зі змінними еластичними шнеками та патрубком

Установка для дослідження параметрів шнекових механізмів з еластичними змінними поверхнями (рис. 1) включає опору 11, на якій з допомогою шарнірних з'єднань 1, 12 і 14, та кронштейна з отворами 13 встановлено раму 10 з можливістю зміни кута нахилу. На рамі закріплено електродвигун 15 з пасовою передачею 2, яка приводить в рух еластичний гвинтовий робочий орган. Його виконано у вигляді вала 6 з закріпленою несучим спіральним елементом 5, по периферії якого кріпляться досліджувані еластичні елементи 4, що виконують роль шнека. Даний шнек встановлено в кожуху 7, який містить бункер 3 та вивантажувальний патрубок 8 з місткістю 9.

На рис. 2 представлено досліджувані еластичними гвинтові робочі органи, зокрема на позиціях а) і б) представлено їх конструктивні схеми, а на в) і г) загальний вигляд еластичного шнека з секційною гвинтовою поверхнею і виготовлення шнека оснащеного еластичними щітками.

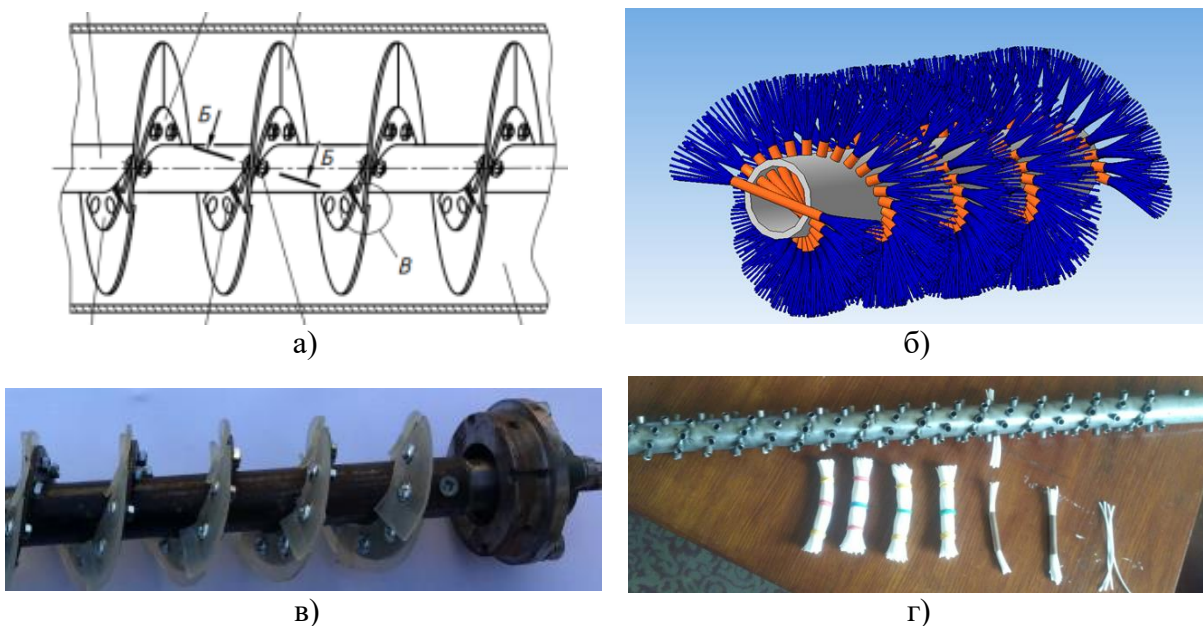


Рис. 2. Еластичними гвинтові робочі органи:

а), б) конструктивні схеми; в) загальний вигляд еластичного шнека; г) загальний вигляд виготовлення шнека оснащеного еластичними щітками

При дослідженні характеристик еластичних гвинтових робочих органів сипкий матеріал засипається в бункер 3 установки. Далі через Altivar 71 вмикається електродвигун 15, який забезпечує обертання досліджуваного шнека. Дане устаткування за допомогою перетворювача частоти та програмного забезпечення PowerSuite v.2.5.0 [2] дозволяє проводити дослідження в широких діапазонах частоти обертання шнека з отриманням на дисплеї персонального комп'ютера даних про зміну обертального моменту та потужності переміщення досліджуваного матеріалу.

Література

1. Гевко Р.Б., Станько І.Б., Довбуш Т.А. Нові конструкції гвинтових робочих органів з еластичною секцією та щіткоподібними поверхнями. Збірник тез доповідей Матеріали VI-ої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології промислового комплексу – 2020» - 8-12 вересня 2020 року: тези доп. – Херсон, 2020. - С. 280-283.

2. Гевко І.Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05. 02.02 «Машинознавство» / І. Б. Гевко. – Львів, 2013. – 42 с.

УДК 621.82

Ів.Б. Гевко, докт.техн. наук, проф., В.З. Гудь, канд. техн. наук, А.І. Пік, канд. техн. наук, доц.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

ШНЕКОВИЙ ЗМІШУВАЧ

Ів.В. Nevko, Dr., Prof., V.Z. Hud, Ph.D., A.I. Pik, Ph.D., Assoc. Prof.
SCREW MIXER

З допомогою шнекових механізмів часто здійснюють операцію змішування [1]. Проте не завжди досягається необхідна якість результатів процесу. Тому для забезпечення високої продуктивності та якості змішування сипких матеріалів гвинтовими механізмами здійснено розробку і проводиться дослідження нової конструкції шнекового змішувача (рис. 1). Особливістю конструкції шнекового змішувача є те, що за рахунок конусності кожуха і шнека з отворами, забезпечується більше просипання матеріалу через отвори по мірі віддалення від завантажувального бункера.

Шнековий змішувач (рис. 1) включає стаціонарну плиту 9, на якій з допомогою шарнірного з'єднання встановлено рухому плиту 6. На ній закріплено електродвигун 1 та кожух змішувача 4 з роздільним бункером 3 та вивантажувальним патрубком 7, висота нахилу якого регулюється опорою 8. Конусний шнек 10 з отворами 11 закріплено на валу 5, який через муфту 2 приводиться в рух електродвигуном 1. По мірі збільшення діаметра шнека 10, збільшуються і отвори просипання 11, що забезпечує краще просипання та змішування компонентів суміші.

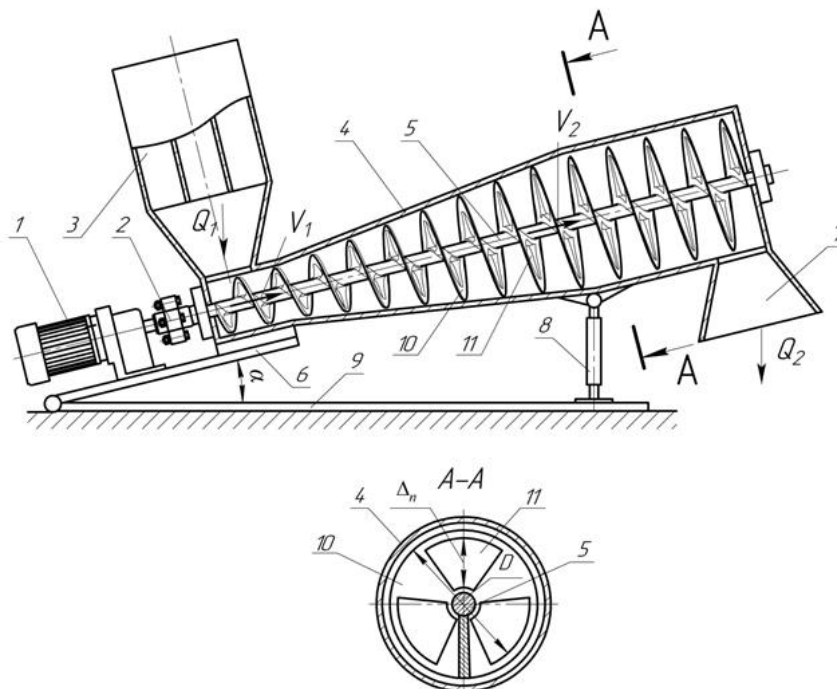


Рис. 1. Конструктивна схема шнекового змішувача

Література:

1. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Ляшук О. Л., Гудь В. З., Дячун А. Є., Мельничук А. Л., Слободян Л. М. Перспективні гвинтові конвеєри: конструкції, розрахунок, дослідження : монографія. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 212 с.

УДК 621.86

Ю.С. Никеруй, Б.Р. Гевко, канд. екон. наук, С.З. Залуцький, канд. техн. наук, Ю.Є. Паливода, канд. техн. наук, доц.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ КАНАТНИХ СИСТЕМ У МАЛИХ СКЛАДСЬКИХ ПРИМІЩЕННЯХ

Yu.S. Nykerui, B.R. Hevko, Ph.D., S.Z. Zalutskyi, Ph.D., Yu.Ye. Palyvoda, Ph.D., Prof. TECHNICAL AND ECONOMIC JUSTIFICATION OF THE USE OF ROPE SYSTEMS IN SMALL WAREHOUSES

Процеси завантаження-розвантаження малих складських приміщень вантажами проводять різними типами конвеєрів, навантажувачів та спусків (рольганів), що визначається економічною доцільністю використання цих засобів у відповідних умовах. Відтак нами проведено техніко-економічне обґрунтування використання канатних систем малих складських приміщень для переміщення сільськогосподарських вантажів у тарі. Результати виконаних розрахунків за окремими статтями витрат процесу завантаження-переміщення-розвантаження сільськогосподарських вантажів у тарі в малих складських приміщеннях відображено в таблиці 1.

Таблиця 1

Елементи витрат	Базовий варіант (використання навантажувача)	Проектний варіант (використання канатної системи)
Витрати на заробітну плату	7,72	8,06
Витрати на енергію (пальне)	7,97	0
Витрати на амортизацію обладнання (оснащення)	3,61	0,08
Затрати на технічні огляди та ремонти обладнання (оснащення)	0,9	0,02
Разом витрат	20,2	8,16

Проведено визначення річного економічного ефекту для переміщення сільськогосподарських вантажів у тарі (при роботі в одну зміну):

$$E_p = (2070 / (6 / 60)) \cdot (20,2 - 8,16) = 249228 \text{ грн.}$$

Враховуючи те, що сезон збору фруктів чи овочів є нетривалим, то економічного ефекту при використанні канатної системи в малому складському приміщенні фермерського господарства протягом двох тижнів становитиме:

$$E_{pm} = 249228 / (52 / 2) = 9586 \text{ грн.}$$

Дані розрахунки доводять ефективність використання канатних систем у малих складських приміщеннях для переміщення сільськогосподарських вантажів.

Література:

1. Rogatynskyi R., Hevko R., Nykerui Y., Dmytriv O., Rozum R. The dynamic simulation model of apples contact interaction. Bulletin of the Karaganda university, 2019. Vol. 96, No. 4, P. 99–108.

УДК 621.8

Д.В. Дмитрів, канд. техн. наук, доц., О.Р. Дмитрі, канд. техн. наук, доц.,

В.Л. Дмитроца М.В. Грубенюк, Р.П. Цапик

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

ДВОВАЛЬНІ ГВИНТОВІ КОНВЕЄРИ-ЗМІШУВАЧІ

D.V. Dmytriv, Ph.D., Assoc Pprof., D.V. Dmytriv, Ph.D., Assoc Pprof., Dmytrotsa, M.V. Grubenyuk, R.P. Tsapyk

TWO-SHAFT SCREW CONVEYORS-MIXERS

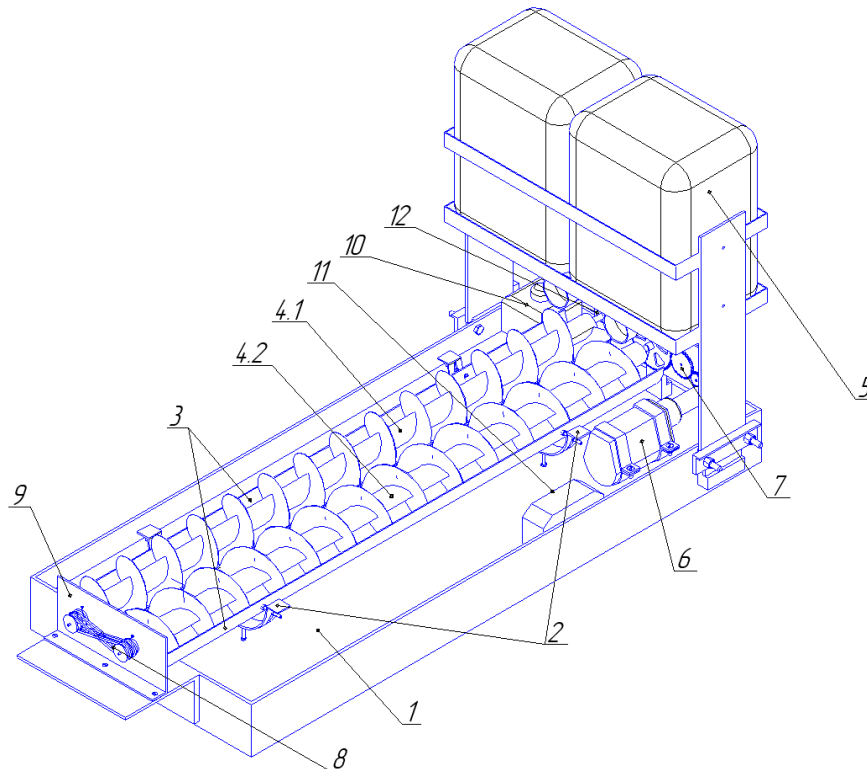
Відомі гвинтові змішувачі прямої дії з неперервним змішуванням сипких матеріалів, в яких на суміш діють суцільні чи лопатеві гвинтові стрічки. Для змішувачів із суцільними гвинтовими стрічками інтенсивне перемішування компонентів реалізується для перехідних режимів транспортування, при яких частина вантажу переміщується в осьовому напрямку з середньою осьовою швидкістю $v_{\theta} = \omega T(1 - \psi)/(2\pi)$, а частина пересипається через вал чи просипається через спеціальні отвори і не транспортується. Тут T - крок гвинтової стрічки, що обертається з кутовою швидкістю ω ; ψ - доля вантажу, що пересипається через вал. Недоліком таких змішувачів є те, що для забезпечення допустимої неоднорідності суміші при незначному параметрі ψ довжина змішувача має бути достатньо значною. Як випливає із досліджень [1] умова забезпечення оптимальної згладжувальної здатності змішувача, (коли разове введення компонента призводить до максимального його розосередження в часі на виході із змішувача) становить $\psi = 0,5$. Проте при цьому суттєво зменшується продуктивність змішувача та зростає його енергоємність. Аналогічно, для змішувачів з відігнутими секційними лопатями попри зменшення коефіцієнта нерівномірності змішування, його згладжувальна функція не покращується, а енергоємність буде ще більшою при меншій продуктивності.

Досягти високої згладжувальної здатності змішування при низькому коефіцієнті нерівномірності можна використанням двовальних гвинтових конвеєрів - змішувачів.

Відома конструкція швидкісного двовального гвинтового конвеєра [2], яка дозволяє забезпечити осьове транспортування сипких матеріалів з великими швидкостями в режимі плинного шару при низькій матеріало- та енергоємності. Згідно [2], автором розроблена експериментальна установка рис. 1, яка складається з таких основних вузлів та деталей: основи 1, до якої кріпляться всі деталі та вузли; двох жолобів 3 русла транспортування, які кріпляться до основи за допомогою двох скоб 2, що регулюють кут розхилу жолобів, їх положення по висоті; шнеків з лівою 4.1 та правою 4.2 навивкою гвинта; бункера завантаження 5; двигуна 6; редуктора 7; пасової передачі 8; фіксувальної плити 9; регулятора швидкості 10, за допомогою якого можна досягнути найкращих режимів роботи; шумопоглинача 11; елемента кріплення 12.

Осьове переміщення вантажу відбувається по руслу, що утворюється двома співвісними шнеками, що обертаються протиілежно. Переваги такої конструкції, поряд з відміченими є те, що вона має відкритий жолоб, в якому практично неможливе переповнення вантажем, що робить її стійкою до перевантаження. Крім цього, вона дозволяє забезпечити значну продуктивність шнеками меншого діаметру, які можна виготовляти дешевим методом навивання, який не потребує спеціального технологічного обладнання, що суттєво знижує вартість виготовлення змішувача. Проте у вигляді, показаному на рис. 1, де гвинтові робочі органи розміщені витками один до іншого установка забезпечує велику осьову швидкість транспортування, але не

буде мати відповідної згладжувальної здатності для реалізації ефективного процесу змішування. Цей недолік можна усунути повернувши один із валів на 180 градусів.



Рису. 1. Схема експериментальної установки для досліджень функціонування двовальних гвинтових конвеєрів [2].

При цьому кожний шнек розділятиме між лопатеву зону іншого шнека пополам., і при їх обертанні частина вантажу транспортується цим шнеком по своєму жолобі і матиме швидкість $v_{\theta} = \omega T / (2\pi) u$, а частина переміщається в жолобі сусіднього шнека, проходить шлях в два рази менший і матиме швидкість $v_{\theta} = \omega T / (4\pi)$. При цьому буде інтенсивне перелопачування суміші, що забезпечить низький коефіцієнт неоднорідності суміші. Середня швидкість переміщення суміші залежатиме від співвідношення ψ_2 доли суміші що залишилась у жолобі до доли, перекинутої до іншого жолоба і для $\psi_2 = 0,5$ буде $v_{\theta} = 3\omega T / (4\pi)$. Із врахуванням середньої швидкості та здвоєнню кількості комірок розподіл безрозмірної концентрації компонента - індикатора по довжині конвеєра та крива зміни концентрації (С-крива), що характеризує його згладжуючу здатність, визначатиметься аналогічно [1].

Література

1. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дмитрів Д. В., Гудь В. З., Дмитрів О. Р. Моделювання змішування компонентів гвинтовими конвеєрами-змішувачами. Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини» Луцького національного технічного університету, 2020. Випуск 45. С. 85-93.

2. Пат. на корисну модель 52567, Україна, МКВ В65G33/08. Швидкохідний двовальний конвеєр / Рогатинська О.Р., Дмитроца В.Л., Дмитроца Л.П. - u201003998; Заявл. 06.04.2010; Опубл. 25.08.2010, Бюл. №16/2010..

УДК 631.331.85

О.М. Троханяк, канд. техн. наук, доц.

Національний університет біоресурсів і природокористування України, (Україна)

ПНЕВМО-ШНЕКОВИЙ ТРАНСПОРТЕР

О.М. Trokhaniak, Ph.D., Assoc. Prof.

PNEUMO-SCREW CONVEYOR

На основі проведеного аналізу літературних та патентних джерел конструкцій робочих органів і способів транспортування сипких матеріалів в замкнутих кожухах, як по прямолінійних, так і по криволінійних трасах [1-5] встановлено, що в тій чи іншій мірі вони задовольняють частину вимог до якості виконання технологічного процесу. Однак не повністю є вирішенні питання, які пов'язані з підвищенням продуктивності транспортерів, зниженням енерговитрат на виконання технологічного процесу, надійності робочих органів, мінімізації пошкодження сипких матеріалів, які транспортуються та інше.

Для усунення вищезазначених недоліків було розроблено пневмо-шнековий транспортер, який зображено на рис.1.

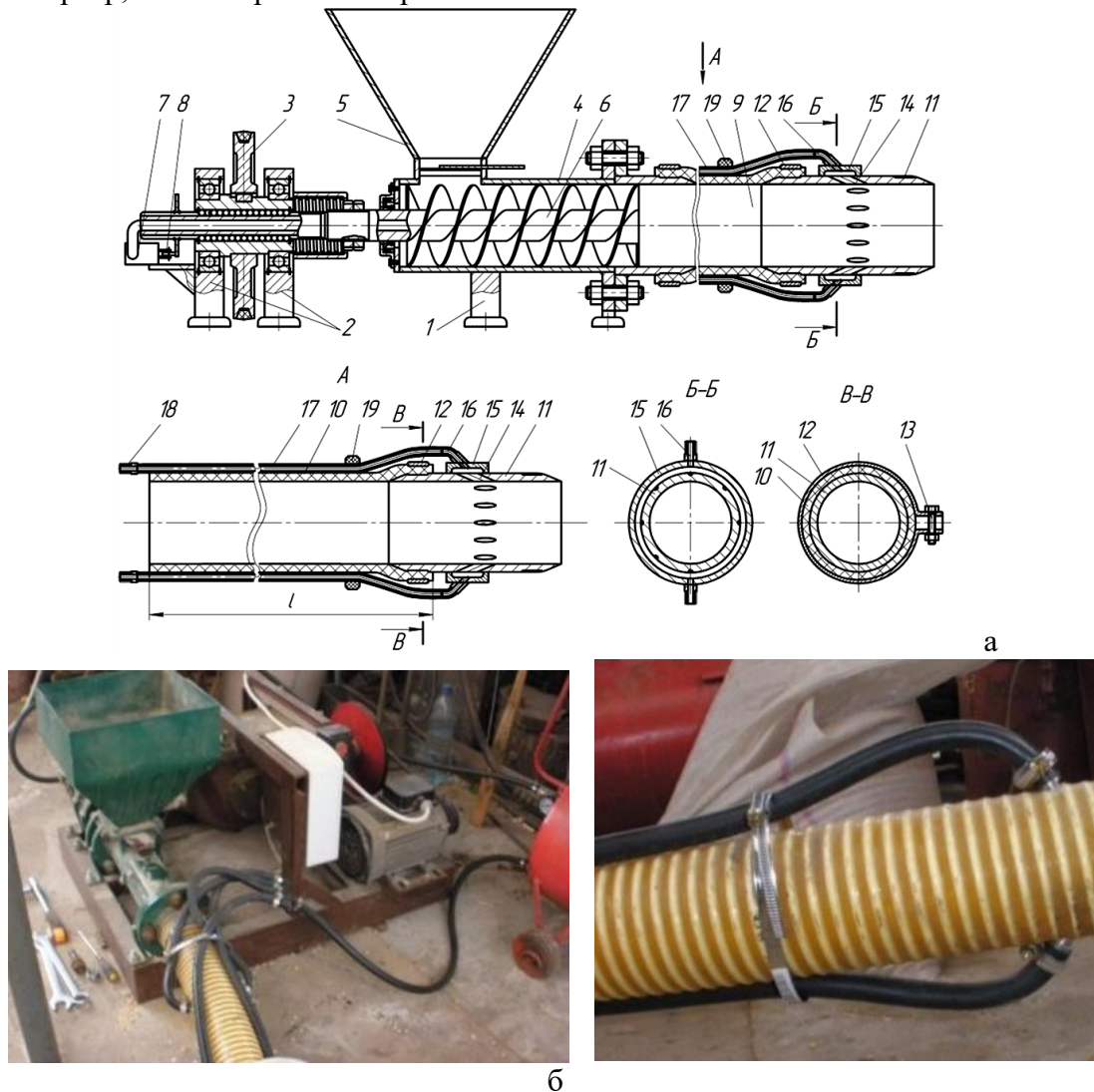


Рис. 1. Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б) пневмо-шнекового транспортера з під'єднаними шлангами живлення до гнучкого кожуха

Він містить опори 1 і 2, на яких встановлено привід 3, корпус транспортера 4 з бункером 5, гвинтовий живильник 6, пневмосистему 7 і пневматичний клапан 8. Магістраль транспортера складається із послідовно з'єднаних між собою секцій 9 довжиною l , причому кожна секція містить еластичний кожух 10, що з правої сторони закріплений на з'єднувальній циліндричній втулці 11 за допомогою кільця 12, що регулюється через затяжку болта 13.

В центральній частині циліндричної втулки 11 рівномірно по колу розташовані похилі в напрямку транспортування матеріалу отвори 14, та охоплені Π -подібною втулкою 15, на зовнішньому діаметрі якої закріплені штуцери 16 під кутом в напрямку транспортування матеріалу, і до яких під'єднані шланги подачі повітря 17. З лівої сторони еластичного кожуха на шлангах подачі повітря закріплені вхідні штуцери 18, які зв'язані із загальною пневмосистемою транспортера, причому довжина шлангів подачі повітря кожної наступної секції є у два рази більша ніж у попередньої та шланги секції зміщені у коловому напрямку та зафіксовані по довжині секції 9 хомутом 19.

В процесі роботи сипкий матеріал через бункер 5 потрапляє в корпус транспортера 4 на гвинтовий живильник 6. При виникненні перевантаження, яке зумовлено накопиченням певної кількості сипкого матеріалу в робочій камері корпусу транспортера 4 гвинтовий живильник 6 зміщується в осьовому напрямку протилежному до напрямку транспортування матеріалу. При цьому по шлангах 17 повітря через отвори 14 потрапляє в секцію 9 і розріджує накопичення матеріалу.

Запропонована конструкція пневмо-шнекового транспортера забезпечує достатньо велику відстань транспортування, відсутність скупчення транспортного матеріалу, що значно підвищує технологічні властивості транспортера та продуктивність його роботи.

Література

1. Hevko R.B., Dzyura V.O., Romanovsky R.M., (2014), Mathematical model of the pneumatic-screw conveyor screw mechanism operation, INMATEH: Agricultural engineering, vol.44, no.3, pg.103-110, Bucharest/Romania;
2. Гевко Р.Б., Дзюра В.О., Романовський Р.М., (2009), Проектування пневмомеханічного транспортера сипких матеріалів // Вісник Тернопільського державного технічного університету.- Том 14.- № 4.- С.84-88.
3. Hevko R.B., Klendiy M.B., Klendii O.M., (2016), Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyer, INMATEH: Agricultural Engineering, vol.48. no.1, pp.29-34, Bucharest/Romania.
4. Hevko R.B., Klendiy O.M., (2014), The investigation of the process of a screw conveyer safety device actuation, INMATEH: Agricultural Engineering, vol.42, no.1, pp.55-60, Bucharest/Romania.
5. Hevko R.B., Rozum R.I., Klendiy O.M. (2016), Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors, INMATEH: Agricultural engineering, vol.50, no.3, pg.89-96, Bucharest/Romania.

УДК 621.86

¹О.Л. Ляшук, докт. техн. наук, проф., ²С. Суншіна, ¹Л.М. Слободян, канд. техн. наук, ¹О.П. Маруніч

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

²National academy of education named after I. Altynsarin, Nulsultan, (Kazakhstan)

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЗГИННИХ КОЛИВАНЬ РОБОЧОГО ОРГАНУ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО ТРАНСПОРТЕРА

O.L. Lyashuk, Dr., Prof., S. Shuinshina, L.M. Slobodian, Ph.D., O.P. Marunych

MATHEMATICAL MODEL OF BENDING OSCILLATIONS OF THE WORKING BODY OF MULTIFUNCTIONAL CONVEYOR

Гвинтові транспортери є досить поширеними механічними засобами у різних галузях економіки і, окрім головної функції переміщення вантажів, з їх допомогою можна проводити змішування, калібрування, витискання, подрібнення та низку інших технологічних операцій. Робочий орган багатофункціонального транспортера у робочому режимі зазнає значних динамічних навантажень в результаті одночасної дії на нього: поздовжньої стискувальної сили (передається від рухомих регулювальних блоків); зовнішнього привідного моменту; сил взаємодії із оброблювальним середовищем. Вказані силові чинники зумовлюють у ньому складні коливання – поєднання крутильних, поздовжніх та згинальних. Оброблювальне середовище рухається із деякою швидкістю відносно робочого органу та спричиняє додаткову динамічну дію яка проявляється для згинних його коливаннях. Вказані чинники у математичній моделі відносного руху системи є пружне тіло – рухомий потік середовища [1,2]. Отримання ефективних технічних засобів можливе при проведенні розробки наближених аналітичних методів дослідження згинальних коливань робочого органу багатофункціонального транспортера, який обертається зі сталою кутовою швидкістю навколо поздовжньої осі і вздовж нього рухається суцільний потік оброблювального середовища з подальшим вибором найбільш раціональних конструкцій та їх проектування. У результаті виконаного аналізу впливу різних факторів на процеси транспортування та змішування вантажів гвинтовими конвеєрами було визначено складові елементи конструкцій цих транспортерів та їх взаємозв'язків, які визначають їх окремі конструктивні ознаки.

На відміну від існуючих конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів, представлені на рис.1. Конструктивні схеми в своїй основі використовують принцип конусності жолоба і гвинтових робочих органів, що дозволяє значно підвищити якість процесу змішування при забезпеченні операції транспортування вантажів. У випадку використання представлених конструкцій неоднорідність змішування здійснює циклічну дію, внаслідок чого зростатиме ефективність комплексного процесу “транспортування-змішування”.

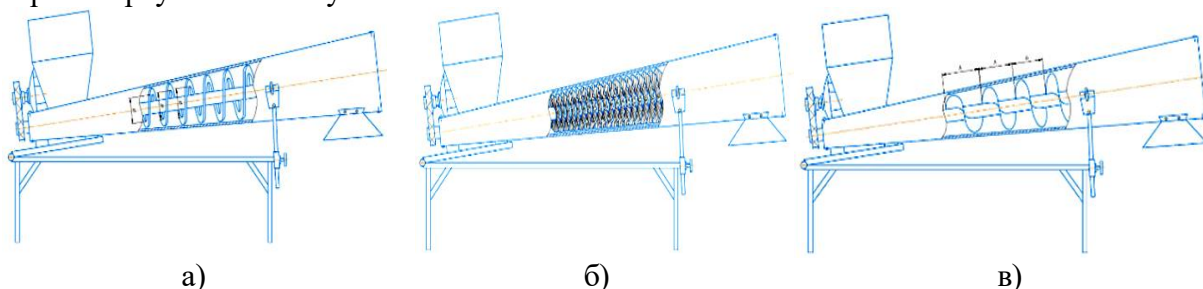


Рис. 1. Конструктивні схеми синтезованих гвинтових транспортерів-змішувачів кінцевого типу із різними гвинтовими робочими органами: а – із стрічковим з різним

зазором між валом і шнеком; б – із гофрованим; в – із спіральним з різним кроком

На основі наведених конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу спроектовано і виготовлено експериментальну установку (рис. 2). Для дослідження характеристик гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу із різними типами гвинтових робочих органів. встановлено припущення: робочий орган симетрично відносно поздовжньої осі пружне тіло, матеріал відповідає нелінійному технічному закону пружності [5]- $\sigma = E(\varepsilon_1 + \varepsilon_1^3)$; момент інерції відносно поздовжньої осі OX - $I(x)$, а погонна маса його $m_1(x)$ обертається зі сталою кутовою швидкістю навколо поздовжньої осі, яка нахилена до горизонту під кутом α ; $u(x,t)$ - поперечне переміщення нейтральної осі його із координатою x в довільний момент часу t ; оброблюване середовище – не пружне суцільне тіло [3-5] із погонною масою $m(x)$.

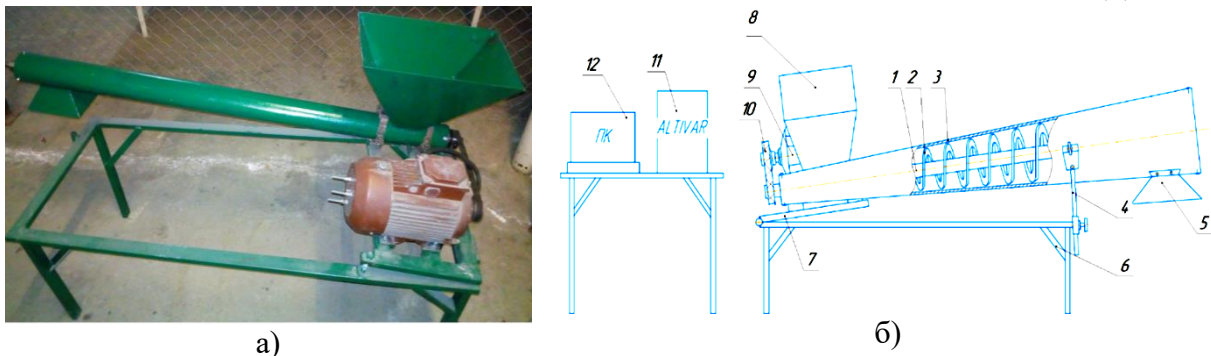


Рис. 2. Експериментальна установка для дослідження характеристик гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу: а – установка; б – конструктивна схема; 1 – вал шнека; 2 – стрічкова спіраль із наростаючим зазором між валом і шнеком; 3 – конічний кожух; 4 – механізм регулювання висоти перевантаження; 5 – вивантажувальний патрубок; 6 – рама; 7 – рухомий стіл; 8 – бункер; 9 – електропривод; 10 – пасова передача; 11 – перетворювач частоти обертання приводу; 12 – персональний комп'ютер

Запишемо диференціальне рівняння [6-7] згинних коливань робочого органу багатofункціонального транспортера, вздовж котрого переміщається суцільний потік оброблювального середовища подати у вигляді

$$(m_1 + m) \left(\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + \omega^2 u(x,t) \right) + 2mV \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t \partial x} + (mV^2 + N) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} + \lambda \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t} \right)^5 + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(EI(x) \left(\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} + \varepsilon \left(\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right)^3 \right) \right) \right] = H \sin^{2q}(\omega t + \varphi_0) \delta(x - x_0), \quad (1)$$

Головний резонанс у шнековому робочому органі буде спостерігатись за наступної кутової швидкості його обертання

$$\omega = \frac{\pi}{\sqrt{5}} \left(\frac{EI}{(m + m_1)} \left(\frac{\pi}{\ell} \right)^2 - \frac{N}{(m + m_1)} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

Амплітуда проходження резонансу залежить значною мірою від різниці фаз власних та вимушених коливань тобто параметру $\gamma = \psi - \varphi$, $\varphi = \omega t$. На основі проміжні викладки наведемо тільки співвідношення, що описують закони зміни основних параметрів робочого органу під час проходження головного резонансу.

$$\frac{da}{dt} = \frac{\lambda}{\pi\Omega} \frac{\Gamma^2(1+s/2)}{\Gamma^2(1.5+s/2)} a^s - \frac{H}{(m+m_1)(\Omega+\omega)} \frac{2q}{2+q} \frac{\Gamma((2q+1)/2)}{\Gamma(1+q/2)} \sin\gamma \sin \frac{\pi x_0}{\ell},$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = \Omega - \omega/2 - \frac{mV^2}{2(m+m_1)\Omega} + \frac{0.07\varepsilon EI\pi}{(m+m_1)} a^2 + \frac{H}{(m+m_1)(\Omega+\omega)} \frac{2q}{2+q} \frac{\Gamma((2q+1)/2)}{\Gamma(1+q/2)} \cos\gamma \sin \frac{\pi x_0}{\ell}.$$
(3)

На рис.3 отримані залежності представлено зміну в часі амплітуди поперечних коливань за різних значень параметрів системи

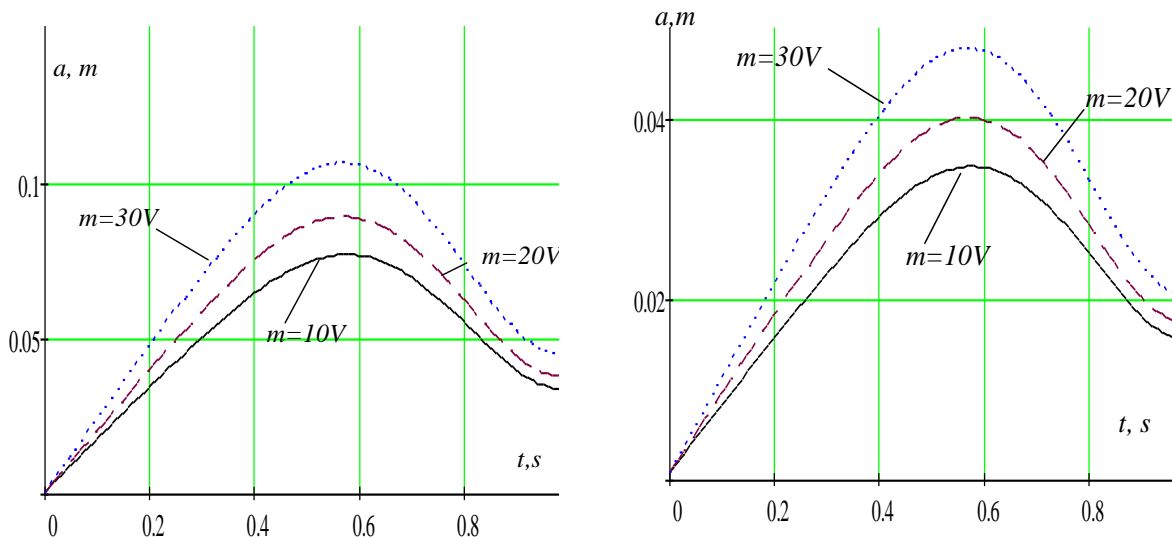


Рис.3. Зміни в часі амплітуди робочого органу багатофункціонального транспортера при переході через головний резонанс

Наведені графічні залежності показують що для резонансного випадку амплітуда переходу через головний резонанс для більших значень швидкостей відносного руху оброблювального середовища є більшою. Збільшення відносної швидкості від 2 до 5м/с при наступних значеннях параметрів $m = 15\text{кг/м}$, $m_1 = 10\text{кг/м}$, спричиняє збільшення амплітуди переходу через головний резонанс на 17%, а при $m = 30\text{кг/м}$, $m_1 = 10\text{кг/м}$, на 54%

Література

- 1.Горошко О. А. О продольных колебаниях балки с подвижным экипажем / Горошко О. А. // Прикладная механика. – 1978. – 14. – №8. – С.70–78.
2. Доценко П. Д. О колебаниях и устойчивости прямолинейного трубопровода / Доценко П. Д. // Прикладная механика. – 1971. – Вып.3. – С.85– 91.
3. Stotsko Z. A. Complex mathematical model and optimization of vibration volumetric treatment for surfaces of machine parts / Stotsko Z., Sokil B., Topilnytskyj V. // J. of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. V.24. – September 2007. – s. 283 – 290.
- 4.Stotsko Z. Das Unlinear parametrischmodell der Dreimassenmaschinen fur die Vibrationsvolumenbehandlung und ihre Streuladung / Stotsko Z., Sokil B., Topilnytskyj V. // Kwartalnik Naukowo – Techniczny Maszyny dzwigowo – transportowe. – Bytom Poland. – 2000. – №3 – s. 50 – 62.
6. Oleg Lyashuk Longitudinal-angular oscillation of wheeled vehicles with non-linear power characteristics of absorber system// Oleg Lyashuk, Tetyana Pyndus, Olexandr Marunych Maria Sokil /. Вісник Тернопільського національного технічного університету.Scientific Journal of the Ternopil National Technical University.- 2016.№2(83).- 82-89

УДК 621.867.42

Р.Я. Лещук, канд. техн. наук, доц., В.Р. Кобельник, канд. техн. наук, доц.,
М.Р. Лещук

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

R.Ya. Leshchuk, Ph.D, Assoc. Prof., V.R. Kobelnyk, Ph.D, Assoc. Prof., M.R. Leshchuk
THE ENERGY PARAMETERS OF FLEXIBLE SCREW CONVEYORS
INVESTIGATION

Для завантаження і розвантаження сипких матеріалів та вантажів широко використовуються гнучкі гвинтові конвеєри (ГГК). При виконанні таких робіт ГГК мають більше переваг перед лінійними жорсткими конвеєрами через свою маневреність та забезпечення необхідної геометрії шляху транспортування. На даний час розробка методик для знаходження раціональних показників роботи ГГК, які враховують їх ефективність і ресурсощадність є актуальною.

Потужність на транспортування сипучого вантажу в загальному випадку комбінованого шляху з прямолінійними і криволінійними ділянками можна виразити:

$$N_T = Q l_T C_{N_E}, \quad (1)$$

де Q – продуктивність конвеєра, l_T – повна довжина траси, $C_{N_E} = \sum_{i=1}^m \frac{l_i}{l_T} C_{N_i} + \sum_{j=1}^n \frac{l_{kj}}{l_T} C_{N_{kj}}$

– еквівалентна питома енергоємність конвеєра, m, n – кількість прямолінійних і криволінійних ділянок; l_i, C_{N_i} та $l_{kj}, C_{N_{kj}}$ – довжини і питомі енергоємності прямолінійних і криволінійних ділянок.

Для прямолінійних секційних конвеєрів з $\delta \leq \pi/9$, де δ – кут нахилу конвеєра до горизонту, витрата потужності на обертання спіралі в транспортуючому матеріалі:

$$N_c = G_c f_s v_r k_T / 1020, \quad (2)$$

де G_c – вага секцій, Н; $v_r = \frac{\pi D n_r}{60}$, м/с; n_r – частота обертання спіралі відносно матеріалу, об/хв; $k_T = 1, 2 \div 1, 3$ – дослідний коефіцієнт, що враховує опір обертанню, який викликаний викривленням і вібрацією спіралі. Потужність на обертання спіралі в конвеєрах зі складним шляхом транспортування:

$$N_{ck} = N_c k_z, \quad (3)$$

де $k_z = 1 + a \cdot z \cdot \frac{R_{\kappa \min}}{R_\kappa}$ – коефіцієнт, що враховує збільшення потужності через згин

траси; z – число згинів; $R_{\kappa \min} = (15 \div 25) D_\kappa$ – мінімально допустимий радіус згину; D_κ – внутрішній діаметр кожуха; $a = 0,3 \div 0,35$ – експериментальний коефіцієнт.

Сумарна потужність на привідному валу конвеєра:

$$N_\Sigma = N_T + N_{ck}, \quad (4)$$

Викладена методика розрахунку є узагальненою, так як враховує практично всі фактори, що впливають на продуктивність і потужність ГГК, дозволяє отримати результати, близькі до дослідних, і може бути рекомендована для використання при інженерних розрахунках.

УДК 621.867.4/6

Л. С. Серілко, канд. техн. наук., доц., З. К. Сасюк, канд. с.-г. наук., доц.,
Д. Л. Серілко, канд. техн. наук, доц., К. Р. Приндыук, аспірант.

Національний університет водного господарства та природокористування, (Україна)

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПЕРЕТВОРЕНОГО СУХОГО ТЕРТЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ІНЕРЦІЙНОГО КОНВЕЄРА

L.S. Serilko, Ph.D., Assoc. Prof., Z.K. Sasiuk, Ph.D., Assoc. Prof., D.L.Serilko, Ph.D.,
Assoc. Prof., K.R. Pryndiuk, post-graduate student.

INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF TRANSFORMED DRY FRICTION ON THE CHARACTERISTICS OF THE INERTIAL CONVEYOR

Для підвищення продуктивності та зниження енергоємності процесу транспортування нами розроблено конструкцію інерційного конвеєра для транспортування сипких матеріалів, жолоб якого може здійснювати не тільки зворотно-поступальний рух, але і рух в напрямку, який перпендикулярний до осі конвеєра в горизонтальній площині. За рахунок цього досягається зміна напрямку сили тертя між вантажем і жолобом, коли їхні швидкості направлені в різні боки [1]. Це явище називається ефектом перетворення сухого тертя у в'язке і широко використовується в різноманітних технічних системах [2]. Але оскільки поперечні коливання відбуваються в режимі періодичного пуску та зупинки, то це призводить до динамічних навантажень в елементах конструкції, що негативно впливає на ефективність роботи інерційного конвеєра. Для зменшення цих навантажень запропонована конструкція інерційного конвеєра, бокові стінки якого жорстко не з'єднані з дном жолоба, а встановлені з можливістю здійснювати рух в напрямку, який перпендикулярний до осі конвеєра. При цьому механізм поперечних коливань бокових стінок жолоба працює в постійному режимі з частотою коливань, яка вдвічі менша від частоти повздовжніх коливань [3].

На рис. 1 наведено графіки залежностей прискорення повздовжніх коливань жолоба і швидкості поперечних коливань стінок жолоба від безрозмірного часу $\tau = \omega t$.

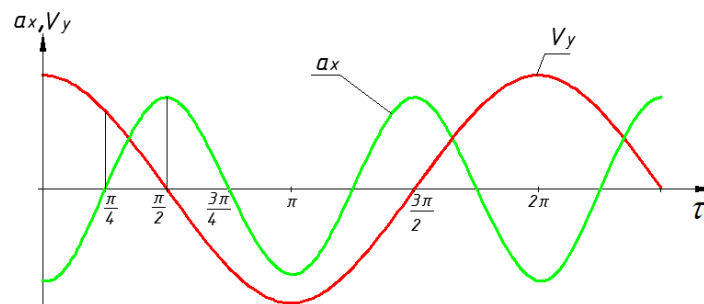


Рис. 1. Графіки залежностей швидкості поперечних і прискорення повздовжніх коливань жолоба від безрозмірного часу τ

При русі жолоба вправо сила інерції, яка діє на частинки матеріалу у проміжку часу $-\frac{\pi}{4} < \tau < \frac{\pi}{4}$, буде мати додатне значення. При цьому модуль швидкості поперечних коливань буде максимальним, а сила тертя F_x буде мінімальною. У проміжку часу $\frac{\pi}{4} < \tau < \frac{3\pi}{4}$, коли сила інерції $\vec{\Phi}_x$ буде від'ємною, а швидкість V_y буде мінімальною, тоді сила тертя F_x матиме максимальне значення, що дозволяє забезпечити рух матеріалу по інерції вздовж поверхні жолоба.

Нехай поздовжні коливання жолоба змінюються за законом $S_x = B \cos 2\omega t$, а поперечні коливання стінок жолоба за законом $S_y = A \sin \omega t$.

Тоді диференціальне рівняння руху матеріалу по поверхні жолоба матиме вигляд:

$$\ddot{x} = 4B\omega^2 \cos 2\omega t - \mu g \frac{V_x}{\sqrt{V_x^2 + V_y^2}}, \quad (1)$$

Враховуючи, що $V_y = A\omega \cos \omega t$, рівняння (1) матиме вигляд:

$$\ddot{x} = 4B \cos 2\omega t - \mu g \frac{\dot{x}}{\sqrt{x^2 + (A\omega \cos \omega t)^2}}. \quad (2)$$

Результати чисельного інтегрування диференціального рівняння (2) руху частинки по поверхні жолоба наведено на рис. 2.

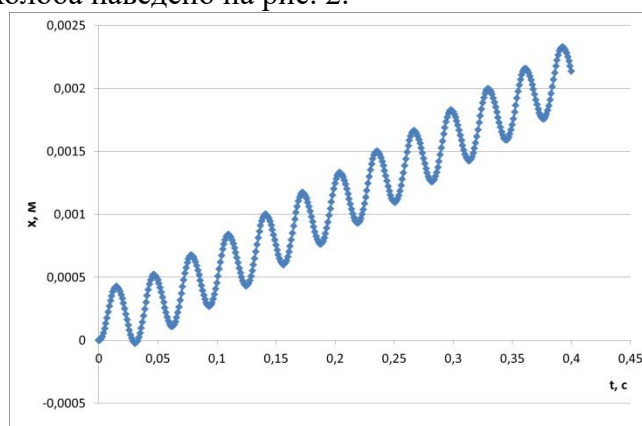


рис. 2 – Залежність поздовжнього переміщення матеріалу по поверхні жолоба від часу $A=0,001$ м, $B=0,001$ м, $\omega=100$ рад/с, $\mu=0,4$

В таблиці 1 наведено значення середньої швидкості V_{cp} руху матеріалу по поверхні жолоба при різних значеннях частоти ω та амплітуди коливань.

Таблиця 1 – Значення середньої швидкості V_{cp} руху матеріалу по поверхні жолоба

№ пп	ω , рад/с	A, м	B, м	V_{cp} , м/с
1	50	0,0005	0,0005	0,00146
2	50	0,001	0,0005	0,003179
3	50	0,0015	0,0005	0,004904
4	100	0,0005	0,001	0,003713
5	100	0,001	0,001	0,005151
6	100	0,0015	0,001	0,005211

Однотиме використання поперечних коливань стінок жолоба та поздовжніх коливань інерційного конвеєра дозволяє транспортувати матеріал у неперервному режимі з мінімальними динамічними навантаженнями на елементи конструкції.

Література

1. Рогатинський Р. М., Серілко Л. С., Сасюк З. К., Серілко Д. Л. Дослідження динаміки інерційних конвеєрів. - Вібрації в техніці та технологіях. – 2018. – №2.– С.41-48.
2. Андронов В.В., Журавлев В.Ф. Сухое трение в задачах механики. – М.–Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», институт компьютерных исследований, 2010. – 184 с.
3. Патент 148485 UA, МПК В65G 25/02 (2006.01) Інерційний конвеєр / Серілко Л. С., Ляшук О. Л., Сасюк З.К., Серілко Д. Л., Приндюк К.Р.; заявник Національний університет водного господарства і природокористування. – № u202101713; заявл. 12.08.2021; опубл. 11.08.2021, Бюл. № 32, 2021 р.

УДК 631.356.22

О.В. Фльонц, канд. техн. наук, доц.

Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут», (Україна)

ОБґРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ СТЕНДА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ

O. V. Flonts, Ph.D., Assoc.Prof.

JUSTIFICATION OF THE CONSTRUCTION OF THE STAND FOR RESEARCH OF THE CONVEYOR BELT

У наш час у процесі видобутку корисних копалин відкритим методом технологія циклічного потоку набуває все більшого поширення, що дає змогу значно скоротити відстань транспортування гірської маси за рахунок використання стрічкових конвеєрів з кутами нахилу до 16-180, щоб зменшити витрати на транспортування гірської маси на 30-40%, збільшити продуктивність праці в 1,4-2 рази. Інтенсивний перехід до центру видобутку корисних копалин та видобутку розкриву зумовлений зростанням транспортних витрат та пошуком варіантів більш ефективних комбінованих методів доставки гірської маси з глибоких горизонтів кар'єрів.

Основним компонентом стрічкового конвеєра є його стрічка, яка служить як опорою для транспортуваного матеріалу вздовж конвеєрної траси, так і елементом у системі передачі приводу. Будучи вирішальною для ефективної та надійної роботи конвеєра, стрічка також є її найдорожчим і найменш міцним елементом. Багатоступінчаста текстильна стрічка, в якій серцевина виготовлена з синтетичних волокон, таких як поліамід, поліестер або арамід є найдавнішим і досі найбільш часто використовуваним типом конвеєрної стрічки. Пластини з'єднуються тонким шаром гуми або іншого матеріалу (зазвичай матеріал такий самий, як матеріал, що використовується в чохлах), що забезпечує необхідну міцність на розшарування пояса і дозволяє переміщати його між собою у міру ремінь зігнутий. Стрічки встановлюються на конвеєрах у замкнутий контур для з'єднання секцій стрічки, кількість та довжина яких залежить від довжини та типу стрічкового конвеєра. Реміні з'єднуються між собою в процесі зрощення.

Незважаючи на тип з'єднання кінців паса необхідно здійснювати перевірку ряду його характеристик на спеціальному стенді.

Запропонована конструкція стенда для дослідження характеристик плоских привідних пасів машин (рис. 1).

На запропонованому стенді доцільно виконувати наступний комплекс досліджень:

- перевірка відносного ковзання паса;
- визначення зусилля та напруження у вітках пасової передачі при витягуванні;
- визначення зусилля та напруження у вітках пасової передачі від дії відцентрових сил;
- визначення зусилля твiд згину паса на шківiах;
- визначення сумарних напружень в перерізах паса;
- визначенні тягової здатності пасової передачі;
- визначенні ресурсу роботи з'єднувального замка і його вплив на загальну роботу пасової передачі.

Стенд для дослідження привідних пасів машин виконано у вигляді рами 1 на якій встановлені основні механізми і деталі. Зверху рами горизонтально жорстко встановлено плиту 2, а перпендикулярно до неї в передній її частині жорстко

встановлено вертикальну стійку 3, на якій встановлено механізми навантаження приводного паса 4. Останній охоплює ведучий 5 і ведений 6 шківів і є з ними у взаємодії. Зверху верхня ланка паса взаємодіє з притискним роликом 7 механізму навантаження, який жорстко кріпиться до П-подібної скоби 8 і вільно повертається на вісі 9.

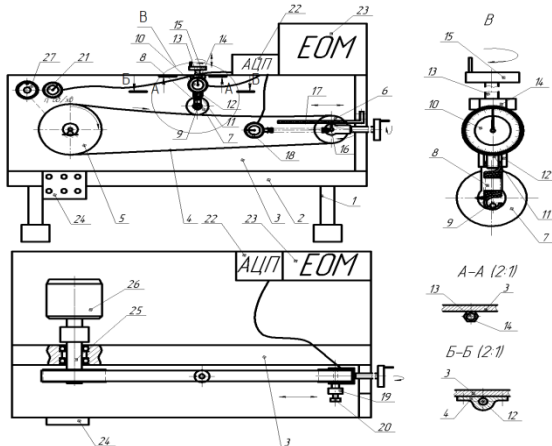


Рис.1 Стенд для дослідження параметрів плоских приводних пасів

веденого шківів 6 встановлено на веденому валу 16 з лінійною шкалою 17 заміру величини переміщення, а також динамометра 18 для заміру величини зусилля навантаження. Крім цього на веденому валу 16 встановлено порошкове гальмо 19 для створення навантаження на ведений шків 6, а величина навантаження здійснюється реостатом 20.

Для заміру кількості обертів ведучого шківів 6 використовують тахометр 21.

Всі прилади, які є на стенді системою каналів з'єднані з аналогово-цифровим перетворювачем 22, а той в свою чергу з комп'ютерною системою 23. Крім цього стенд обладнаний пультом керування 24.

Ведучий вал 25 до якого закріплений ведучий шків 5 під'єднаний до електродвигуна постійного струму 26 з реостатом 27 аналогічним реостату 20, який використовується для регулювання навантаження на електродвигун 26.

Робота стенда для дослідження приводних плоских ремнів здійснюється наступним чином. Приводний пас 4 охоплює ведучий 5 і ведений 6 шківів, необхідний натяг здійснюють за допомогою лімба 16 і притискного ролика 7 механізму навантаження. Після цього з пульта керування 24 включають стенд і здійснюють дослідження змінюючи навантаження і швидкість обертання приводного вала, а за допомогою комп'ютера здійснюється фіксація параметрів і побудова графіків роботи стенда з видачею рекомендацій що режимів роботи приводних плоских пасів.

Література

1. Стенд для дослідження приводних пасів машин: пат. UA (11)39308 , МПК (2009) G01M 19/00 № u200809560 заявл. 21.07.2008 , опубл. 25.02.2009 Бюл. № 4.

СЕКЦІЯ: ПРОГРЕСИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ В АВТОМОБІЛЬНОМУ ГОСПОДАРСТВІ

УДК 621. 891

Б.В. Гупка, канд. техн. наук, доц., А.Б. Гупка, канд. техн. наук, В.В. Гупка
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

МЕТОДОЛОГІЧНІ ПРИНЦИПИ ОЦІНКИ ТРИБОЛОГІЧНОЇ НАДІЙНОСТІ АВТОМОБІЛЯ

B.V. Gupka, Ph.D., Assoc. Prof., A.B. Gupka, Ph.D., V.V. Gupka
METHODOLOGICAL PRINCIPLES OF EVALUATION OF TRIBOLOGICAL RELIABILITY OF THE VEHICLE

Для вирішення практичних задач триботехніки (підбір матеріалів пар тертя та методів їх зміцнення, визначення оптимальних концентрацій добавок в мастило) необхідне визначення діапазону структурно енергетичної пристосовуваності (СЕП) і критичних точок переходу до пошкоджуваності. У зв'язку з малими значеннями величини зносу I (в діапазоні СЕП) застосування традиційних методів його вимірювання малоефективне. Крім цього, фіксація величини I за певний період дослідження не розкриває кінетики і взаємозв'язку процесів, які його зумовили. Фізичною основою кореляційної залежності між параметрами контактного електроопору (КЕО), I , μ , T коефіцієнта тертя являється наявність на поверхнях тертя в діапазоні СЕП оптимальних по складу, будові, властивостях вторинних структур (ВС) з максимальною зносостійкістю ($I \rightarrow \min$) і високими діелектричними властивостями (КЕО $\rightarrow \max$).

Одним із найбільш чутливих кінетичних методів контролю процесів тертя та зношення являється метод вимірювання (КЕО) пари тертя. Контролюючи основні триботехнічні показники (інтенсивність зношення I , коефіцієнт тертя μ , температуру в зоні тертя t), параметр КЕО враховує весь комплекс механічних, фізико-хімічних, термодинамічних, структурно-енергетичних явищ в зоні фрикційного контакту, інформує про кінетику зміни параметрів I , μ , T безпосередньо під час дослідження. Основними перевагами даного методу являються:

- Мінімальні витрати часу для визначення і контролю діапазону нормального тертя та зношення - діапазон СЕП (експресність методу);
- Зв'язок параметрів КЕО з механічними, фізико-хімічними, термодинамічними, структурно-енергетичними процесами в зоні фрикційного контакту (комплексність методу);
- Можливість контролю кінетики структурних перетворень матеріалів поверхневих шарів елементів пар тертя (утворення, трансформації та руйнування ВС);
- Можливість кількісної та якісної оцінки основних процесів поверхневого руйнування згідно загальної класифікації видів тертя та зношення (універсальність методу), створення єдиного банку триботехнічних даних для побудови загальної теорії тертя та зношення.

До основних переваг даного методу відносяться також висока чутливість і точність, можливість його використання не тільки в лабораторних, а й у виробничих умовах. Висока чутливість методу звільняє від необхідності форсованих режимів дослідження, які порушують дійсну природу трибологічних взаємодій. Крім цього коректними можуть бути тільки ті методи дослідження, ті критерії оцінки, фізична суть яких відповідає природі досліджуваного явища, а роздільна здатність співрозмірна масштабу досліджуваного процесу. З практичної точки зору в основі любого методу

повинні бути: простота, наглядність, надійність та інформативність.

Дослідження проводились, як на серійних, так і на спеціально спроектованій машині тертя (рис. 1). Схема контакту диск-торець пальця, при силових параметрах навантаження в діапазонах: швидкість ковзання $V=0,12-11\text{ м/с}$, питоме навантаження $P = 0,3-35\text{ МПа}$ з можливістю їх плавної зміни. Конструкція вузла тертя та механізму навантаження дозволяє зменшити вплив динамічних навантажень на досліджуваній зразок при перехідних процесах і реверсивному характері взаємного переміщення. Система змащування - автоматизована з можливістю подачі як рідких, так і пластичних мастил. Досліджувались зразки (06 мм , $l = 25\text{ мм}$), виготовлені із сталі 45 (42...45 HRc, $Ra = 0,125\text{ мкм}$), бронзи ОЦС 5-5-5. мастило - інактивне вазелінове масло, а також вазелінове масло з добавками присадки (2%), Англамол 99.

Вимірювання інтенсивності зносу, коефіцієнта тертя, температури проводилось традиційними методами, величини КЕО вимірювались за допомогою спеціально розробленої схеми. За контрольне значення вказаних параметрів приймалось їх стабільне значення після кожного етапу навантаження. Структура поверхонь тертя (тип та властивості ВС) досліджувались на електронному мікроскопі CamScan 44DB, з приставкою Line 860.

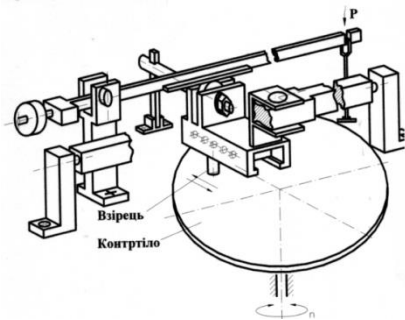


Рис. 1. Схема вузла тертя та механізму навантаження машини тертя

Для оцінки структурно-енергетичного та темодинамічного стану ВС запропоновано наступні критерії параметра КЕО (рис. 2).

де ΔR - величина падіння параметра КЕО після кожного етапу навантаження, $(\Delta P, \Delta V)$;

$R_{\text{вих}} \sim$ вихідне (стабільне) значення параметра КЕО;

Δt - час стабілізації параметра КЕО після кожного етапу навантаження.

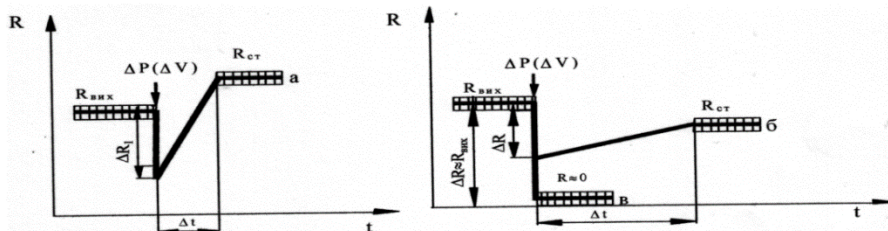


Рис. 2. Характер зміни параметрів $\Delta R/R_{\text{вих}}$, Δt в залежності від режимів тертя та зношення: а - режим припрацювання, б - режим СЕП, в - режим об'ємної деструкції.

В діапазоні СЕП критерії ΔR і $R_{\text{вих}}$, Δt стабільні і мінімальні (оптимальні властивості ВС), в діапазонах припрацювання або об'ємної деструкції значення даних параметрів максимальні. Після кожного етапу навантаження $(\Delta P, \Delta V)$ відбувається падіння вихідного значення КЕО ($R_{\text{вих}}$) на певну величину ΔR з подальшою його стабілізацією на іншому рівні ($R_{\text{ст}}$) через певний період часу (Δt). Для досліджуваних пар тертя встановлено наступні значення даних параметрів: режим СЕП - $\Delta R/R_{\text{вих}} \approx 0,15...0,55$, $\Delta t \approx 12...20\text{ хв.}$; режим припрацювання - $\Delta R/R_{\text{вих}} \approx 0,60... 0,85$, $\Delta t \approx 25...40\text{ хв.}$; режим об'ємної деструкції - $\Delta R/R_{\text{вих}} \approx 1$, $\Delta t \rightarrow \infty$. Запропоновані кінетичні критерії дозволяють проводити безперервний контроль процесами тертя та зношення, кінетикою утворення, трансформації та руйнування ВС і в сукупності з в структурно-енергетичним аналізом поверхонь тертя, розробити комплексну методика дослідження для розкриття фізичної суті процесів в зоні фрикційного контакту.

УДК 621.33

Ів.Б. Гевко, докт. техн. наук, проф., М.Г. Левкович, канд. техн. наук, доц.,
А.Й. Матвійшин, канд. техн. наук, доц., М.П. Венгер
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

ГАЛЬМІВНИЙ ДИСК АВТОМОБІЛЯ

Iv.B. Nevko, Dr., Prof., M.H. Levkovich, Ph.D., Asoc. Prof., A.Y. Matviishyn, Ph.D.,
Asoc. Prof., M.P. Wenger

BRAKE DISC OF THE CAR

Гальмівна система автомобіля є визначальною у царині безпеки його експлуатації. Тому значні зусилля інженерів та науковців направлені на її вдосконалення. Відтак було здійснено синтез варіантів конструкцій гальмівних барабанів по контакту з гальмівними колодками, що дозволило одержати прогресивну конструкцію гальмівного диска, який оснащується гальмівними колодками [1], де гальмівний диск 3 складається із частини 1, до якої кріпиться колесо, та пелюсток 2. Пелюстки 2 служать для закріплення гальмівних колодок 4 відомим способом (наприклад потайними гвинтами 5). Така конструкція може мати застосування, адже для процесу гальмування використовує гальмівні колодки, які закріплюються по усій периферії гальмівного диска (рис. 1). Таке розташування гальмівних колодок значно розширює площу контакту тертя, а також забезпечує контакт «фрикційний матеріал - фрикційний матеріал», на відміну від діючого контакту «метал - фрикційний матеріал», в якому коефіцієнт тертя є меншим. Крім того, при проектуванні гальмівного диска його можна компоувати різними типами колодок, з різною жорсткістю, з різного матеріалу, що забезпечить додаткове охолодження системи при гальмуванні. Це забезпечить зменшення частоти проведення заміни гальмівних колодок та дозволить проводити заміну гальмівних колодок без відведення супорту.

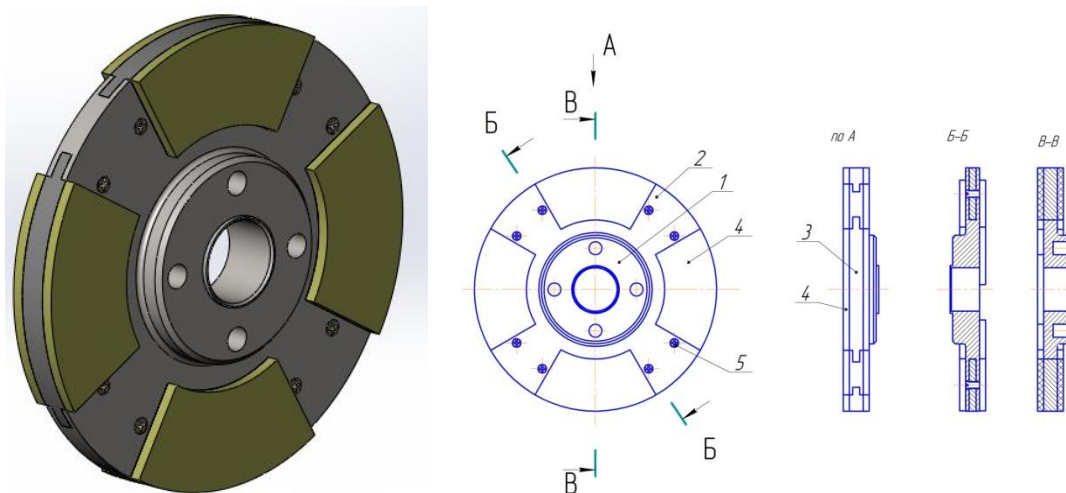


Рис. 1. Конструктивна схема гальмівного диска з гальмівними колодками

Література:

1. Гевко І.Б., Рогатинський Р.М., Левкович М.Г., Клендій В.М., Гупка В.В. Структурний синтез гальмівних систем з техніко-економічним обґрунтуванням // Міжвузівський збірник "Наукові нотатки". Вип. 71. Луцьк. Ред.-вид. відділ ЛТНУ.- 2021. – С. 228-233.

УДК 621.82

¹Ів.Б. Гевко, докт. техн. наук, проф., ²А. Зелінська, докт. екон. наук, проф.,

¹Р.М. Рогатинський, докт. техн. наук, проф., ¹О.Л. Ляшук, докт.техн. наук, проф.,

¹Іг.Б. Гевко, канд. техн. наук, доц.

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

²Вроцлавський економічний університет, (Польща)

АВТОМОБІЛЬНІ КАНАТНІ СИСТЕМИ

Iv.B. Nevko, Dr., Prof., A. Zelinska, Dr., Prof., R.M. Rogatynskiy, Dr., Prof., O.L. Lyashuk, Dr., Prof., Ig.B. Nevko, Ph.D., Asoc. Prof.

CAR ROPE SYSTEMS

Застосування канатних систем набуло широкого застосування з прадавніх часів в різних сферах діяльності людини. Актуальним є їх застосування в автомобільній галузі, для завантаження-розвантаження вантажів у мирний час та, особливо, під час військових дій. Такі мобільні системи можна використовувати для налагодження переміщення людей і вантажів через невеликі річки, різноманітні перешкоди, транспортування поранених, боєприпасів, також їх можна використовувати при розмінуванні територій для проїзду бронетанкових частин тощо. Відтак створення і розрахунок компоновальних схем автомобільних мобільних канатних систем є актуальним. З цією метою нами розроблено дві конструктивні схеми автомобільних мобільних канатних систем для проведення завантажувально-розвантажувальних робіт між пунктами автомобіль-опора (рис. 1) та автомобіль-автомобіль (рис. 2).

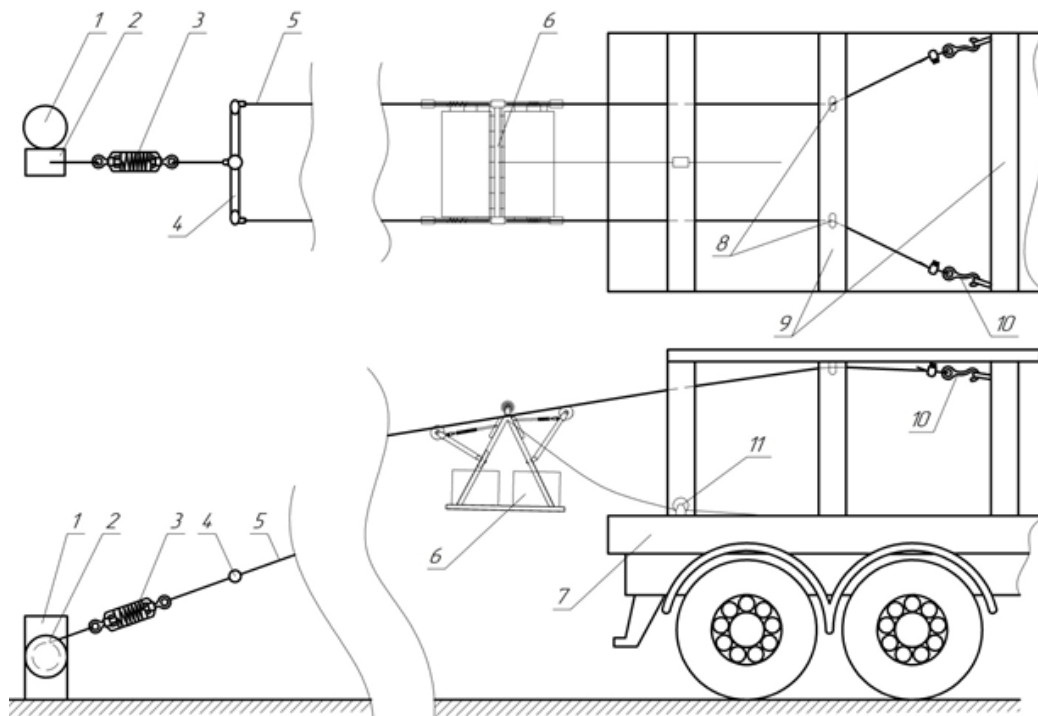


Рис. 1. Конструктивна схема автомобільної мобільної канатної системи для проведення завантажувально-розвантажувальних робіт між пунктами автомобіль-опора

У першій схемі автомобільна мобільна канатна система, яка складається з каната 5 і люльки для переміщення вантажів 6, кріпиться гаками 10 через обмежувачі 8 до навісної рами 9 автомобіля 7, а з іншого боку через коромисло 4, тарлеп з пружиною 3 і

храповий механізм (лебідку) 2 до опори (можна використовувати гвинтову швидкокомунуючу опору) 1. Натяг канатної системи здійснюється храповим механізмом 2, а компенсація динамічних навантажень проводиться пружиною талрепа 3. Швидкість руху люльки 6 регулюється линвою 11.

Дану автомобільну канатну систему можна широко використовувати для завантаження-розвантаження вантажів, переміщення людей, налагодження переплави через невеликі річки та різноманітні перешкоди, для транспортування поранених, боєприпасів, при розмінуванні території для проїзду бронетанкових частин тощо.

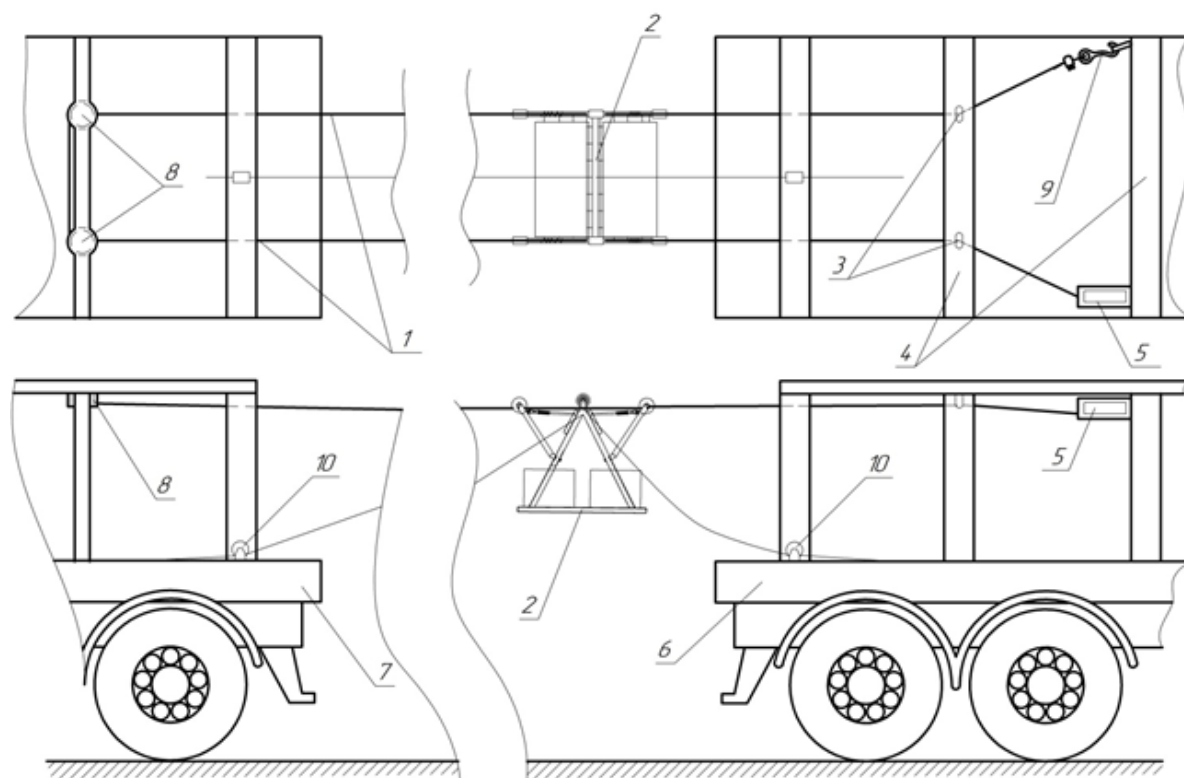


Рис. 2. Конструктивна схема автомобільної мобільної канатної системи для проведення завантажувально-розвантажувальних робіт між пунктами автомобіль-автомобіль

На рис. 2 представлено автомобільну мобільну канатну систему, яка забезпечує проведення завантажувально-розвантажувальних робіт між двома автомобілями, що складається з каната 1 і люльки для переміщення вантажів 2. Канат 1 через обмежувачі 8 кріпиться гаком 9 та через лебідку 5 до рами 4 автомобіля 6, а з іншого боку через натяжні ролики 8 до рами автомобіля 7. Натяг канатної системи здійснюється храповим механізмом 5, а швидкість руху люльки 6 регулюється линвою 11. Дана система може широко використовуватись при перевантаженні вантажів при здійсненні вантажних автомобільних перевезеннях.

Загалом представлені автомобільні мобільні канатні системи можуть широко використовуватись як для перевантаження вантажів при здійсненні вантажних автомобільних перевезеннях, так і для військових цілей.

Література:

1. Roman Hevko; Yurii Nykerui; Taras Dovbush; Vasyl Oleksyuk. (2020) Substantiation of constructive parameters of a frame structure elements of the rope mechanism transport system for storing piece loadings into small warehouses. Scientific Journal of TNTU (Tern.), vol. 4, no100, pp. 62-74.

ВПЛИВ ПІДГОТОВЧИХ ОПЕРАЦІЙ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТРАНСПОРТУВАННЯ ВАНТАЖІВ

M. Babii, Ph.D., B. Chornii

INFLUENCE OF PREPARATORY OPERATIONS ON EFFICIENCY CARGO TRANSPORTATION

При перевезенні вантажів одним із важливих та трудомістких елементів транспортного процесу є навантажувально-розвантажувальні роботи. Доставка будь-якого вантажу супроводжується як мінімум двома вантажними операціями, а саме: завантаженням транспортного засобу та його розвантаженням. Якщо перевезення вантажу відбувається із залученням різних видів транспорту, а також потребує складського зберігання, то кількість вантажних операцій буде тільки зростати.

Велика потреба у трудових та матеріальних ресурсах викликана недосконалим розвитком способів транспортування вантажів та низьким рівнем комплексної механізації вантажно-розвантажувальних та складських робіт.

Крім цього важливим етапом при транспортуванні вантажу є ряд окремих операцій: розміщення вантажу на складі; підготовка вантажу до відправлення; процес навантаження на транспортний засіб; транспортування; підготовка до розвантаження; розвантаження вантажу; очищення транспортного засобу; складування та ін.

Найбільш проблемним є навантажувально-розвантажувальний процес. Він має значний вплив на тривалість виробничого часу. Основні затрати тут спостерігаються при навантаженні транспортного засобу, що залежить не тільки від його типу і характеристик, але й від типу самого складу та засобів механізації навантажувально-розвантажувальних робіт. Ступінь попередньої підготовки вантажів має прямий вплив на ефективність навантаження. Використання спеціалізованого транспорту є найбільш доцільним, оскільки сам процес навантаження та розвантаження відбувається без контакту людини з вантажем.

З цього можна зробити висновок, що покращення характеристик використання транспортних засобів досягається правильною підготовкою вантажів до транспортного та перевантажувального процесів.

Література.

1. Babii A., Babii M. (2019) Impact of oscillation amplitude of boom sprayers load-bearing frame sections. Scientific Journal of TNTU (Tern.), vol. 95, no 3, pp. 97-104.

2. Бабій А., Бабій М. Дослідження міцності елементів конструкції функціонально-транспортуючих мобільних засобів. Науковий журнал «Інженерія природокористування», 2019. №3 (13) С. 87–91.

3. Бабій М.В., Бісовський Н.М., Балацький С.С. Аналіз проблематики при взаємодії видів транспорту. Матеріали ІХ Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“. Тернопіль : ТНТУ, 2020. Том 1. С. 153.

4. Бабій М.В., Ошуст Р.Р. Аналіз новинок спецтехніки для автомобільних перевезень. Матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“. Тернопіль : ТНТУ, 2018. Том 1. С. 189.

УДК 656.025.6

¹О.Л. Ляшук, докт.техн. наук, проф., ²Б.І. Сокіл, докт.техн. наук, проф.,

¹Р.В. Хорошун, ³Ю.Д. Бодоряк

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

² Національної академії Сухопутних військ України ім. П. Сагайдачного, (Україна)

³Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, (Україна)

ДОСЛІДЖЕННЯ КУТОВИХ КОЛИВАНЬ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

O.L. Lyashuk, Dr., Prof., B.I.Sokil, Dr., Prof., R.V. Khoroshun, Y.D. Bodoriak
THE RESEARCH OF ANGULAR VIBRATIONS OF WHEELED VEHICLES

До колісних транспортних засобів малої та середньої вантажності, що експлуатуються за значних швидкостей та у складних умовах руху пересіченою місцевістю ставляться значно жорсткіші вимоги щодо їх експлуатаційних характеристик. Вони стосуються не тільки двигуна, трансмісії та інших вузлів чи систем, а в першу чергу підвіски. Система підвіски таких транспортних засобів із лінійним або близьким до нього законом зміни відновлюючої сили не тільки не захищає від значних перевантажень (в т.ч. миттєвих), але й призводить до значної втоми водія чи людей при довготривалих перевезеннях.

Експериментальні та теоретичні дослідження вказують на те, що характеристика пружної сили, яка діє на підресорену масу, повинна задовольняти певним умовам, а саме деформація амортизаторів. Такі вимоги задовольняють підвіски із нелінійним зв'язком між відновлювальною силою та деформацією [1]. оскільки дослідження динаміки таких підвісок із нелінійною силовою характеристикою не отримало завершеного розвитку. Метою роботи є розроблення аналітичного методу дослідження поздовжньо-кутових коливань ПМ КТЗСП із нелінійною силовою СП для надання практичних рекомендацій щодо вибору основних силових параметрів за яких виконуються ергономічні вимоги експлуатації КТЗ за широкого спектру амплітуд поздовжньо - кутових коливань ПМ (динамічні навантаження на водія та людей при транспортуванні).

За розрахункову модель приймаємо плоску систему, яка наведена на рис. 1. Вона складається з не підресореної та підресореної частин, які взаємодіють між собою за допомогою системи підвіски (пружних амортизаторів та демпферних пристроїв). Задача полягає у отриманні функціональних залежностей, які описують основні параметри поздовжньо - кутових коливань ПЧ і одночасно були б базовими для визначення силових характеристик СП.

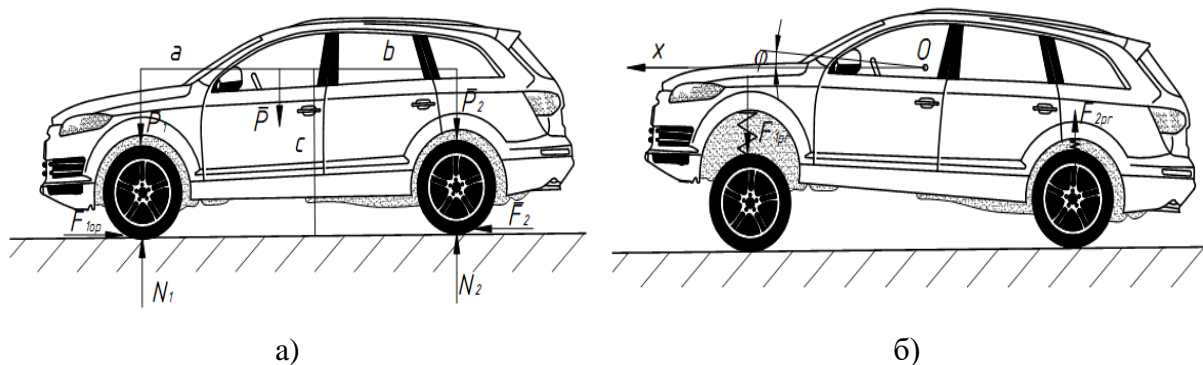


Рис 1. Розрахункова модель: а) загальний вигляд; б) розподіл зовнішніх сил, які діють на КТЗСП

Використаємо диференціальне рівняння позовжньо – кутових коливань ПМ КТЗСП

$$I_o \ddot{\varphi} = -a(F_{1pr} + R_{1op}) - b(F_{2pr} + R_{2op}), \quad (1)$$

де I_o - момент інерції ПЧ відносно горизонтальної осі, яка проходить через центр ваги і перпендикулярна до вектора швидкості переносного руху КТЗ, $I_o = P / (3g)(a^2 + b^2 + c^2 / 4)$, $\varphi(t)$ - відхилення в довільний момент часу від рівноважного положення ПМ. У положенні статичної рівноваги ПЧ величини пружних сил та сил опору можна записати у вигляді

$$F_{1pr} = c_1 (\varphi a - \Delta_{st})^{\nu+1}, \quad F_{2pr} = c_2 (\varphi b + \Delta_{st})^{\nu+1},$$

$$R_{1op} = \alpha_1 a^{s+2} (\dot{\varphi}(t))^{s+1}, \quad R_{2op} = \alpha_2 b^{s+2} (\dot{\varphi}(t))^{s+1} \quad (2)$$

З урахуванням (2) диференціальне рівняння (1) записати у вигляді

$$I_o \ddot{\varphi} + (c_1 a^{\nu+2} + c_2 b^{\nu+2}) \varphi^{\nu+1} = (\nu+1) \Delta_{st} (c_1 a^{\nu+1} - c_2 b^{\nu+1}) \varphi^\nu - [\alpha_1 a^{s+2} + \alpha_2 b^{s+2}] \dot{\varphi}^{s+1}. \quad (3)$$

Ефективність їх використання у значній мірі залежить від можливості побудови розв'язку незбуреного аналогу рівняння (3), тобто

$$I_o \ddot{\varphi}_0 + (c_1 a^{\nu+2} + c_2 b^{\nu+2}) \varphi_0^{\nu+1} = 0. \quad (4)$$

Частоту власних коливань можна замінити більш зручною залежністю виходячи із наступних міркувань: якщо параметри “жорсткості” пружних амортизаторів СП КТЗ c_1 , c_2 зв'язані співвідношенням $c_2 = \kappa c_1$ ($\kappa = a/b$ - відома стала), то більш доцільно використати поняття статичної деформації пружних амортизаторів - Δ_{st} . В такому разі $c_1 = P / ((1 + \kappa) \Delta_{st}^{\nu+1})$, а частота власних коливань набуде значення

$$\omega(\alpha_\varphi) = \sqrt{P(a^{\nu+2} + \kappa b^{\nu+2})(\nu+2) / (2(1+\kappa) I_o \Delta_{st}^{\nu+1})} \alpha_\varphi^{\frac{\nu}{2}} \quad (5)$$

Якщо урахувати, що використані періодичні Ateb – функції[2] у вигляді [3,4] є $2\Pi = 2\sqrt{\pi}\Gamma(1/(\nu+2))\Gamma^{-1}(1/2+1/(\nu+2))$ періодичними за фазою, то власна частота f (у герцах) визначається залежністю

$$f = \frac{1}{2\Pi} \sqrt{3g(\nu+2)(a^{\nu+2} + \kappa b^{\nu+2}) / (2(1+\kappa)(a^2 + b^2 + c^2 / 4) \Delta_{st}^{\nu+1})} \alpha_\varphi^{\frac{\nu}{2}}. \quad (6)$$

На рис. 2 за різних значень силових характеристик СП подано залежності власної частоти f коливань від амплітуди за таких значень параметрів $a = c = 1$ м; $b = 1,1$ м; $\kappa = 1,2$; $\Delta_{st} = 0,2$ м; $\Delta_{st} = 0,15$ м.

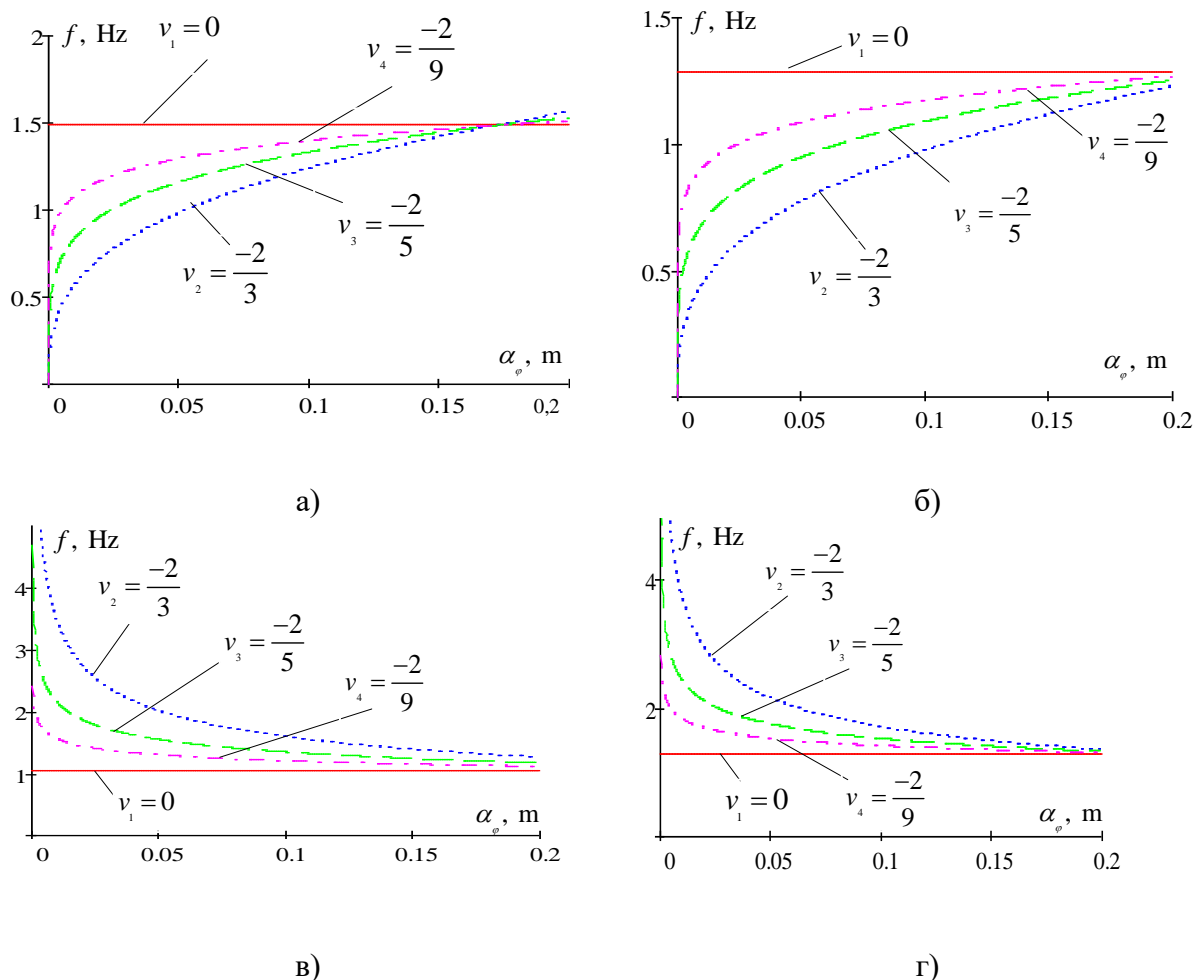


Рис.2 . Залежність частоти власних поздовжньо - кутових коливань ПМ від амплітуди за різних значень силових характеристик СП із прогресивним (а-) та регресивним (в) законами зміни пружної сили

Представлені співвідношення та побудовані на їх базі графічні залежності показують одну із принципів різниць коливань ПЧ КТЗ із нелінійною характеристикою СП у порівнянні із лінійним її аналогом – частота власних коливань ПМ КТЗ залежить від амплітуди.

Література

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М. : Машиностроение, – 1972. – 392 с.
2. Кузьо І.В. Вплив параметрів підвіски на нелінійні коливання транспортних засобів / І.В. Кузьо, Б.І. Сокіл, В.М. Палюх // Вісник НУ “ЛП” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2007. №588 – С. 49-52.
3. Грубель М.Г. Вплив відновлювальної сили пружної підвіски на коливання та стійкість руху колісних транспортних засобів/ М.Г. Грубель, Р.А. Нанівський, М.Б. Сокіл. // Перспективи розвитку озброєння і військової техніки СВ: тези доповідей Міжнародної НТК. – Львів: АСВ, 2014. – С. 35.
4. Грубель М.Г. Вертикальні коливання підресореної частини колісних транспортних засобів під дією випадкових збурень / М.Г. Грубель, О.П. Красюк, Р.А. Нанівський, М.Б. Сокіл // Наукові нотатки НТК. – Луцьк, 2014. – Вип. 46. – С. 112–116.

ОСОБЛИВОСТІ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ АВТОТРАНСПОРТНИХ ПІДПРИЄМСТВ

U.M. Plekan, Ph.D

FEATURES OF COMPETITIVENESS OF MOTOR TRANSPORT ENTERPRISES

Проблеми забезпечення конкурентоспроможності українських автотранспортних підприємства (далі АТП) особливо зростає в сучасних складних соціально-економічних умовах, коли підприємства транспортної галузі застосовують різноманітні цінові та нецінові методи стимулювання збуту продукції та наданих послуг, а отже, розширюють власну ринкову частку. Перехід до ринкової економіки, що викликав радикальні перетворення всього господарського механізму, визначив значення конкуренції як іманентного атрибуту ринку. Конкуренція визначає життєздатність АТП, результати його діяльності. У зв'язку з цим, фінансове забезпечення та обґрунтування організаційно-економічних заходів з підвищення конкурентоспроможності підприємства є необхідною передумовою для покращення конкурентоспроможності вітчизняних підприємств галузі.

Конкурентоспроможність АТП становить узагальнюючий підсумковий показник його стійкої роботи, що включає результати діяльності різноманітних основних, допоміжних і управлінських підрозділів, підсистем і залучених ресурсів, є відбиттям наявності у підприємства відносних переваг над іншими учасниками ринку (конкурентами) у сферах, які пов'язані з ключовими факторами конкуренції або які обумовлюють об'єктивні можливості конкретного підприємства та його конкурентів щодо досягнення певних однорідних цілей.

В основі забезпечення конкурентоспроможності підприємства лежить економічний механізм, який являє собою комплекс елементів, що врегульовують процес ухвалення рішень у сфері господарської діяльності підприємства. Для ефективного функціонування даного механізму необхідно, аби кожен з елементів перебував у постійному взаємозв'язку з іншими. Саме тому, вирізняють три базові складові конкурентоспроможності підприємства: безпеку, конкурентні переваги та якість наданих транспортних послуг. Всі складові є взаємопов'язаними. Зокрема, безпека реалізується на АТП шляхом технічних регламентів, які встановлюються з боку держави. Однак, самі підприємства повинні розуміти, що технічне врегулювання не дає гарантії конкурентних переваг, оскільки важливе значення також має якість наданих послуг перевезення. Потенційні клієнти завжди мають вибір, можуть надавати перевагу аналогічним підприємствам з кращими умовами. Це говорить про те, що підприємство повинне постійно вдосконалювати якість наданих транспортних та супутніх послуг, аби залишатись конкурентоспроможним на ринку. Підвищення конкурентоспроможності на АТП передбачає розроблення та обґрунтування планів і заходів досягнення визначених цілей, в яких враховані наявні потужності та можливості, а також фінансовий, трудовий та технічний потенціали підприємства [1].

Література:

1. Зоріна О.І. Оцінка конкурентоспроможності транспортної послуги / О.І. Зоріна, О.В. Сиволовська // Вісник економіки транспорту і промисловості: збірник науково-практичних статей. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – Вип. 42. – С. 288 – 292.

УДК 656.025.6

¹О.П. Цьонь, канд. техн. наук, доц., ¹О.Л. Ляшук, докт. техн. наук, проф., ²О.Б. Романюк

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

²Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, (Україна)

МОБІЛЬНІСТЬ НАСЕЛЕННЯ В УМАХ ПАНДЕМІЇ

О.Р. Tson, Ph.D., O.L. Lyashuk, Dr., Prof., O.B. Romaniuk

POPULATION MOBILITY IN THE MIND OF A PANDEMIC

На початку пандемії спричиненої SARS-CoV-2 в країнах Європейського Союзу було зафіксовано відміну близько 90% від усіх авіарейсів, також спостерігалось зниження об'єму пасажирських перевезень індивідуальним транспортом на 60-90% та транспортом загального користування – на 50% [1]. Економічна складова впливу пандемії COVID-19 на пасажирські перевезення автомобільним транспортом полягає у зменшенні прибутку АТП від продажів пасажирських квитків, підвищенням витрат на заходи пов'язані із дезінфекцією транспортних засобів та забезпеченням соціальної дистанції на об'єктах транспортної інфраструктури.

Відповідно до статистичних даних у січні–вересні 2020р. пасажирообіг підприємств транспорту у внутрішньому та міжнародному сполученні становив 37,1 млрд.пас.км, або 45,6% від обсягу січня–вересня 2019р. Послугами пасажирського транспорту скористалося 1899,1 млн пасажирів, або 60,0% від обсягу січня–вересня 2019р. (рис.1) [1].

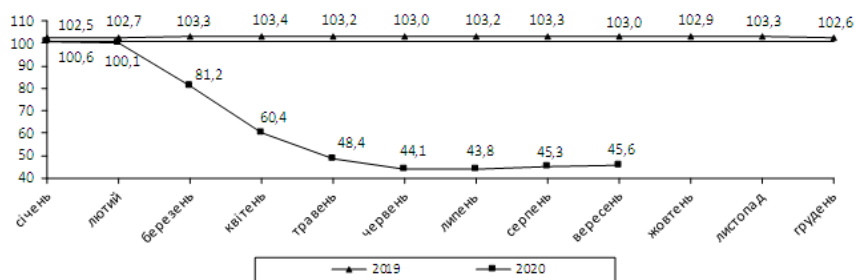


Рис. 1. Пасажирообіг підприємств транспорту (у % до відповідного періоду попереднього року, наростаючим підсумком)

Результати, представлені у матеріалах Union Internationale des Transports Publics свідчать про те, що від 20% до 30% з усіх хворих COVID-19 заражаються вірусом у громадському транспорті, оскільки велика кількість пасажирів знаходиться в замкнутому приміщенні на протязі тривалого часу (при міжнародних пасажирських перевезеннях) та не має можливостей для виявлення потенційних носіїв інфекції серед пасажирів.

Після подолання пандемії існує велика ймовірність того, що населення різних країн буде уникати використання громадського автомобільного транспорту з метою зменшення соціальних контактів. Тому підвищення безпеки пасажирів при міжнародних перевезеннях набуде вагомого значення на шляху отримання прибутків автотранспортними підприємствами.

Література

В.В. Аулін, М.Є. Кристопчук, О.П. Цьонь, М.Я. Сташків, М.В. Бабій, Ю.Д. Бодоряк / Глобальна криза від пандемії Covid-19 та її вплив на мобільність населення // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки, 2021, вип. 4(35). С. 247-253.

ВПЛИВ ПРИСАДОК НА ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПАЛИВНО-МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ

I. Chvartatskiy Ph.D., Assoc. Prof.

EFFECT OF ADDITIVES ON IMPROVING THE PERFORMANCE PROPERTIES OF FUEL AND LUBRICANTS

Удосконалення конструкцій двигунів внутрішнього згорання висувають все більш високі вимоги до паливно-мастильних матеріалів (ПММ). Ці вимоги неможливо задовольнити за рахунок покращення методів очистки палив. Сьогодні до палив додаються спеціальні присадки, що покращують їх експлуатаційні властивості. Присадки повинні добре розчинятись в ПММ, не затримуватись фільтрами і не погіршувати інші експлуатаційні.

На сьогодні на ринку України пропонується широкий спектр нових марок ПММ і різноманітних присадок до них, які виробляють як вітчизняні так і зарубіжні підприємства. Застосування новітніх технологій під час розроблення палив та оливо з наддефективними присадками призводить до суттєвого зменшення зношення трибосистеми, навіть за зростання контактних напружень. Проте існуючі технології виробництв присадок мають значну низку недоліків. Тому розробка методів покращення ПММ за допомогою присадок є надзвичайно важливою, як з наукового, так і з практичного погляду. Якість оцінки головних експлуатаційних властивостей новітніх ПММ і розроблених протизносних і антифрикційних ефективних присадок до них – актуальна науково-прикладна проблема сучасної трибології граничного змащення.

Сьогодні досить актуальним є використання різноманітних присадок для покращення властивостей палив. Отримання високоякісного палива та інших оливо без застосування складних технологій та затрати великої кількості коштів є нагальною потребою в наш час. Як відомо, зараз в нашій країні існує багато паливних компаній, що пропонують різні види палива. Всім відомий бензин А-95 також виробляється вітчизняними НПЗ. Фракційний склад, кількість бензолу, ароматичних вуглеводнів і смол повністю відповідає нормам 2001 року. Паралельно, з 2007 року в Україні діє новий стандарт на бензин – ДСТУ 4839:2007, який відповідає європейському EN 228:2004, що відомий як Євро-4. Цей стандарт свідчить про те, що це паливо має більш високі екологічні норми. Паливо імпортують з Польщі, Румунії та Литви. Практично все фірмове паливо виробляється за однаковою схемою. Як відомо, беруть імпортне або наше паливо, що відповідає ДСТУ 2007 або 2001 року і розбавляють присадками в певних пропорціях (приблизно 0,85 % від об'єму палива). Присадками називають синтетичні хімічні сполуки, що містять органічні з'єднання. Більшість промислових присадок і їх композицій містять у своєму складі кисень, сірку, фосфор, азот, цинк, магній, стронцій і такі функціональні групи, як карбоксильна, гідроксильна, сульфогрупа, дитіофосфатна, трихлорметильна та деякі інші.

За функціональним призначенням розрізняють ще такі групи присадок: Протизносні і протизадирні присадки – речовини, які перешкоджають (або зменшують) швидкість чи інтенсивність зношування та обмежують заїдання поверхонь тертя. Протизносні властивості палив та оливо залежать від хімічного складу і полярності базової оливи, складу композиції присадок і в'язкісно-температурної характеристики

ПММ з присадками, яка зумовлює температурні межі його використання. До протизносних і протизадирних присадок відносяться: ДФ-1, ЛЗ-309/2, ДФ-11, ТР-17В, совол і інші.

Депресорні присадки здатні знижувати температуру застигання рідкого змащувального матеріалу. Як відомо, найбільш широко застосовуються депресори поліметакрилатного типу – LZ-7745, ПМА «Д», Плексол 102, Плексол 704, Плексол 1455. Присадками, що поліпшують індекс в'язкості є зазвичай полімери, що зменшують залежність в'язкості від температури. У зв'язку з цим збільшується індекс в'язкості оливи. На сьогодні досить поширеним є використання наступних типів в'язкісних присадок: поліізобутени (LZ 7065, паратон 2225, гліссопал-2300, КП), поліметакрилати (віскоплекс, плексол, ПМА «Д»), поліолефіни, полімери дисенів (бутадієни, ізопрени) [2].

Антикорозійні присадки – це присадки, які перешкоджають або затримують час розвитку корозії металевих поверхонь, що змащуються. У праці [3] показано, що антикорозійні присадки захищають антифрикційні матеріали (свинцеву бронзу), утворюючи на їх поверхні міцну захисну плівку. Антикорозійними властивостями характеризуються: лужні азотні похідні, сірчані сполуки, похідні фосфорної і азотної кислот, амідні жирних кислот. Антиокислювальні присадки – речовини, які обмежують або затримують час окислення змащувального матеріалу.

Велике значення мають і концентрації елементів у присадці. За проведеними аналітичними дослідженнями гіпотетично встановлено, що покращити дію присадок для ПММ можливо за рахунок зменшення концентрації сірки, збільшення вмісту фосфатних похідних, а також додавання сополімерів етилену з вінілацетатом. Розробка присадки із зміненими концентраціями сірки, збільшеним вмістом фосфатів та сополімерів етилену з вінілацетатом значно покращить експлуатаційні властивості ПММ.

Отже введення присадок та різноманітних добавок у ПММ дозволяє розширити галузь їх застосування за рахунок підвищення в'язкіснотемпературних, антифрикційних, протизносних та термоокислювальних властивостей.

Література

1. Сушко О.В. Компоненти змащувальних масел та вплив фракційного складу на їх фізико-хімічні і трибо технічні показники. Таврійський державний агротехнологічний університет. – С. 2-3.
2. Кулиев А.М. Химия и технология присадок к маслам и топливам / А.М.Кулиев. – Л; Химия. 1985. – 312 с.
3. Бендера І.М., Дуганець В.І., Кізіма М.І. та інші. Паливно-мастильні та інші експлуатаційні матеріали. – Кам'янець-Подільський : ФОП Сисин Я.І., 2016.-420с.
4. Бойченко С.В., Новікова В.Ф., Турчак В.М., Медведєва Т.В. Екологічні аспекти визначення вмісту сірки в нафтопродуктах.К.: НАУ,2010 -№1-с. 1-3

УДК 631.356.22

І.В. Логущ, канд. техн. наук, доц., О.М. Кирик, ст. викл.

Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут», (Україна)

АНАЛІЗ ІНДИКАТОРНИХ ТА ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ НА СУМІШІ РІПАКОВОЇ ОЛІЇ ТА ГАСУ

I.V. Logush Ph.D., Assoc.Prof., O.M. Kyryk

ANALYSIS OF INDICATOR AND EFFECTIVE INDICATORS OF DIESEL PERFORMANCE ON A MIXTURE OF RAPE OIL AND GAS

Протягом останніх років у розвинених країнах проводяться дослідження пошуках альтернативних джерел енергії, і зокрема у пошуках альтернативних джерел палива не нафтового походження для двигунів внутрішнього згоряння. При цьому мають бути враховані як економічні критерії оцінки такого пального, так і екологічні показники при його використанні. Значного поширення у Європі набув біодизель, який виготовляється на базі рослинної олії шляхом її переробки. Проте при використанні біодизеля виникають додаткові роботи по заміні чи вдосконаленню паливної апаратури дизеля, що зменшує його економічну ефективність. При застосуванні в якості пального необробленої олії необхідно міняти паливну апаратуру та інші елементи паливної системи, що вимагає суттєвих витрат (3,5 – 6,0 т. євро). Це зумовлено як властивостями самої олії – більша густина та в'язкість, що негативно впливає на роботу елементів паливної системи дизеля, особливо в умовах низьких температур, так і збільшенням цетанового числа рослинної олії порівняно з дизельним паливом, що негативно впливає на процес згоряння в двигуні.

Одним з напрямків зменшення цетанового числа (далі Ц.Т.) рослинної олії є додавання до неї певної частини дизельного пального. Властивості такої суміші, її вплив на роботу дизельного двигуна, докладно розглянуті у роботах Васильєва І.П. [2]. Проте така суміш має суттєві недоліки внаслідок негативної дії на паливну апаратуру дизеля парафінів рослинної олії. Для зменшення їх концентрації у паливній суміші можна застосувати розчинник, але вартість таких розчинників набагато більша вартості самої олії, що робить їх застосування неефективним. У роботах Васильєва [2] також зазначено, що для майже усіх жирних кислот, що входять до складу рослинних олій, в якості розчинника може бути застосований гас. Слід відзначити, що гас широко застосовується у сучасній авіації як паливо для реактивних двигунів. Проте застосовувати його у дизельних двигунах недоцільно, так як ЦЧ гасу типу ТС-1 становить 37-38, що негативно впливає на пускові якості дизелів і їх потужність.

Так як рослинні олії мають Ц.Ч.-54-58; гас має Ц.Ч.-37-38, при їх змішуванні можна отримати паливну суміш з Ц.Ч. яке буде знаходитись у бажаному інтервалі - 43-50. Крім того для такої суміші необхідно врахувати можливу зміну густини і в'язкості в залежності від її складу і температури, а також вплив цих параметрів на циклову подачу паливного насоса високого тиску і форсунки.

Метою наших досліджень стало дослідження основних фізичних параметрів паливної суміші на основі рослинної олії та гасу, з метою заміщення нею дизельного пального на автотракторних двигунах.

Виходячи з даних матеріалів попередніх досліджень ми провели розрахунок впливу складу паливної суміші гас – олія на показники роботи тракторного дизеля Д-21.

Ефективна потужність двигуна визначається за формулою:

$$N_e = \frac{P_e \times V_n \times n_e}{30 \tau} = \frac{0,5275 \times 2,08 \times 1600}{30 \times 4} = 14,62 \text{ кВт}$$

Згідно з паспортними даними двигуна Д – 21 його максимальна ефективна потужність становить 14,6 кВт.



Рис. 1. Лабораторна установка для випробовування дизельного двигуна на альтернативних видах палива.

Результати розрахунку показують, що зміна потужності двигуна при роботі з паливною сумішшю 70/30 становить біля 1%, що лежить у межах точності розрахунку. Зменшення потужності при роботі на суміші складу 50/50 може становити біля 4%; а при роботі на суміші складу 30/70 зменшення потужності може становити 10-12%.

Проведені дослідження дозволяють стверджувати, що використання палива на основі рослинних олій холодного витиску із гасом дозволять в майбутньому замінити дизельне паливо для автотракторних двигунів. Використання досліджуваного пального буде найбільш ефективним у весняно-осінній період, коли споживання сільськогосподарськими виробниками буде максимальним, а погодні умови не обмежуватимуть його використання.

На нашу думку паливна суміш на основі рослинної олії холодного витиску та гасу у пропорції 70/30 є ефективною, оскільки найбільше відповідає вимогам до дизельного пального і практично не змінює потужність двигуна при його використанні з авіаційним гасом.

Проте ці дані розрахунків потребують експериментального підтвердження і одночасного дослідження характеру процесів сумішоутворення і згоряння в циліндрі двигуна при використанні суміші ріпакової олії з авіаційним гасом.

Література

1. Автомобільні двигуни / І.І. Тимченко, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є. Долганов та ін. – Харків: Основа, 1995. – 460 с.

2. Васильев І.П. Влияния топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля. Изд-во ВНУ им. В. Даля. 2009

СУЧАСНІ ТРАНСПОРТНІ ТЕХНОЛОГІЇ: PLATOONING ТА ПЕРСПЕКТИВИ ВПРОВАДЖЕННЯ

¹Yu.Ya. Vovk, Ph.D., Assoc. Prof., ²D.V. Kapski, Dr., Prof., ¹R.V. Khudobei, ¹A.S. Siadro

MODERN TRANSPORT TECHNOLOGIES: PLATOONING AND IMPLEMENTATION PROSPECTS

Платунінг (англ. Platooning) або буквально «взвод вантажівок» - це майбутнє транспорту, в якому вантажівки спільно їздять на відстані менше 1 секунди, що стало можливим завдяки технології автоматизованого водіння. Транспортні компанії отримують вигоду від зменшення споживання палива та поліпшення продуктивності (водія), тоді як суспільство отримує вигоду від меншої кількості нещасних випадків, безпечного руху та менш заторів на дорогах, а також викидів вуглецю [1, 2].

По суті, взвод із двох вантажівок схожий на короткий поїзд, що їде по дорозі, а вантажівки їдуть дуже близько один за одним. Відстань між цими вантажівками дійсно може бути надзвичайно невеликою - це створює бажану форму заднього ходу. Відстань може становити всього 0,3 секунди, що при швидкості 80 км/год становить приблизно 6,7 метрів відстані між транспортними засобами. Настільки близьке водіння стало можливим завдяки передовій технології автоматизованого водіння (AD) у поєднанні з бездротовим зв'язком між транспортним засобом та автомобілем (V2V), що дозволяє спілкуватися між собою транспортними засобами.

Після того, як взвод буде активовано, автомобіль, що слідує за взводом, слід за провідним транспортним засобом. Наступний транспортний засіб тепер слідує за провідним транспортним засобом автоматично, без втручання його водія. Оскільки транспортні засоби здатні спілкуватися один з одним, вони можуть регулювати свою швидкість і положення без типової затримки часу відгуку водія -людини.

Транспортні засоби спілкуються в обидві сторони, тому провідний транспортний засіб може регулювати свою швидкість або положення на основі реакції наступного автомобіля. А оскільки транспортні засоби з'єднані бездротовим зв'язком, можна легко піднятися і зійти зі взводу на льоту. Немає необхідності припиняти керування автомобілем; підключення до взводу або відключення може статися під час руху за допомогою натискання кнопки.

Технологія автоматизованого водіння (AD) пропонує можливість кардинально змінити транспорт.

Метою технології AD є змусити автомобілі їздити автономно, безпечно та комфортно. Оснащення автомобілів та великих вантажних автомобілів цією технологією, ймовірно, зменшить кількість нещасних випадків, витрату палива, забруднення та затори [1, 3, 4].

Багато систем, які є частиною технології AD, вже є у продажу, такі як адаптивний круїз -контроль (ACC), система допомоги при утриманні смуги руху (LKA), автономне екстрене гальмування (АЕВ) та автоматичне паркування або допомога при паркуванні.

Взвод спирається на ці технології шляхом розробки Кооперативного адаптивного круїз -контролю (САСС). Міжнародний рівень автоматизації SAE для

дорожніх транспортних засобів містить 5 рівнів від автоматизації до повної автоматизації, де взвод вантажівок може бути розміщений від 2 до 4 рівнів включно 5. Взагалі, технології AD - це роботизовані системи, які "відчувають" навколишнє середовище за допомогою комбінації датчиків, таких як лідар (виявлення світла та визначення дальності), радар та камери. Датчики також можуть компенсувати недоліки один одного та забезпечити надмірність. Наприклад, якщо на дорозі дуже туманно, камери практично марні. Однак радар і лідар все ще працюють і компенсують брак інформації, наданої камерою.

Для локалізації автоматизований транспортний засіб може використовувати глобальні системи позиціонування (GPS) та системи інерціальної навігації (INS). Знову ж таки, якщо GPS тимчасово виходить з ладу, INS може взяти на себе управління за допомогою акселерометрів (датчиків руху) та гіроскопів (датчиків обертання), допомагаючи автомобілю орієнтуватися, поки GPS не повернеться в мережу. Це дуже ймовірний сценарій під час руху в тунелях, де GPS не працює, але автомобіль все ще може орієнтуватися за допомогою INS.

Для бездротового зв'язку був затверджений специфічний стандарт Wi-Fi: IEEE 802.11p. Це розширення технології Wi-Fi (802.11), яку ми всі знаємо з дому та робочого середовища, але додає підтримку додатків Інтелектуальних транспортних систем (ITS), таких як взвод вантажівок. Стандарт 802.11p дозволяє обмінюватися даними між транспортними засобами (V2V) та для зв'язку між транспортними засобами та інфраструктурою (V2I) і працює в діапазоні частот 5,9 ГГц [4].

Взвод вантажівок має великий потенціал для зменшення транспортних витрат за рахунок зменшення витрати палива за рахунок поліпшення аеродинаміки за рахунок зниження опору повітря, усунення необхідності уважного водія у другому транспортному засобі та кращого використання майна вантажівок за рахунок оптимізації часу їзди та мінімізації Час простою. На суспільному рівні безпека водіння підвищується, оскільки зазвичай 90% всіх аварій спричинені людиною, а технологія взводу запобігає людським помилкам, що призводить до меншої кількості нещасних випадків та збитків. Зменшуються викиди парникових газів та якості повітря, зменшуються затори та затори. З іншого боку, взводи вантажівок існують за принципом зв'язку транспортних засобів. Тобто транспортні засоби можуть «розмовляти» між собою. В основі лежить технологія кооперативного адаптивного круїз-контролю (CACC), і акцент робиться на їзді якомога ближче один до одного, зазвичай за 0,3 секунди або менше.

Також важливо відзначити, що транспортні засоби "практично пов'язані" за допомогою технології бездротового зв'язку. Проте взвод можна розглядати як проміжний крок до повністю автоматизованого водіння, тому немає необхідності проводити масштабну межу між автомобілем Google та орієнтованим на кооперацію взводом.

Література

1. Janssen, G. R., Zwijnenberg, J., Blankers, I. J., & de Kruijff, J. S. (2015). Truck platooning: Driving the future of transportation. Whitepaper.
2. Tsugawa, S., Jeschke, S., & Shladover, S. E. (2016). A review of truck platooning projects for energy savings. *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles*, 1(1), 68-77.
3. Boysen, N., Briskorn, D., & Schwerdfeger, S. (2018). The identical-path truck platooning problem. *Transportation Research Part B: Methodological*, 109, 26-39.
4. Gehring, O., & Fritz, H. (1997, November). Practical results of a longitudinal control concept for truck platooning with vehicle to vehicle communication. In *Proceedings of Conference on Intelligent Transportation Systems* (pp. 117-122). IEEE.

**АВТОМАТИЗОВАНА УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕПОКСИКОМПОЗИТІВ**

**I.V. Chyhira, Ph.D., Assoc.Prof., A.G. Mykytyshyn, Ph.D., Assoc.Prof., V.V. Kovalchuk,
postgraduate**

**AUTOMATED INSTALLATION FOR INVESTIGATION OF DYNAMIC
PROPERTIES OF EPOXY COMPOSITES**

Дослідження процесу структурування полімеркомпозитного матеріалу на етапі його формування є актуальною задачею як з наукової, так і з практичної точок зору. У процесі формування матеріалу відбуваються фізико-хімічних взаємодія на межі поділу фаз “олігомер – наповнювач”. Встановити залежність взаємодії на протязі усього процесу формування можливо використовуючи торсійний маятник, який працює за методом ТВА (Torsional Braid Analysis) [1].

Метод вільнозгасних коливань, який використовували при дослідженні, дає можливість вимірювати значення тангенса кута механічних втрат $tg\delta$ рухомої системи “торсіон – інерційна маса” в автоматизованому режимі упродовж тверднення досліджуваних композицій. Торсійний маятник містить пусковий механізм, який включає в себе кроковий двигун. Після створення імпульсу кроковий двигун обертає торсіон навколо осі на заданий кут. Торсіон являє собою досліджуваний зразок у вигляді коси з нанесеним полімеркомпозитним матеріалом. На зразку підвішений інерційний диск, у якому виконане вікно у вигляді сектору, обмеженого двома дугами і обладнане поляризаційним елементом. Маятник має оптичну систему реєстрації кута повороту, яка виконана у вигляді джерела лазерного випромінювання, яке розміщене над вікном інерційного диску і кріпиться до корпусу. Навпроти джерела лазерного випромінювання розміщений аналізатор, який з'єднаний з платою вводу-виводу дискретних сигналів з гальванічною розв'язкою. Далі через аналого-цифровий перетворювач з'єднується з персональним комп'ютером для опрацювання і зберігання результатів експерименту, що забезпечує можливість автоматизованого управління експериментом [2].

Експериментально встановлено залежність тангенса кута механічних втрат від часу тверднення композитного матеріалу на основі епоксидної смоли ЕД-20 на торсіоні з волокон різної природи. Однією з основних вимірювальних характеристик при розрахунку тангенса кута механічних втрат є значення початкової і проміжної амплітуд коливань інерційного диска. Вказані амплітуди обчислювали під час одного циклу випробувань (протягом $\tau = 30$ с), аналізуючи відхилення інерційного диску від положення рівноваги протягом усього часу досліджень. Тривалість випробувань досліджуваного зразка становить $5 \pm 0,2$ год. У подальшому проводили аналіз результатів, які записували автоматично у програмі комп'ютера, з одночасним обчисленням показників вказаних амплітуд у відносних одиницях.

Література.

1. Кострицкий И.В. Методика и испытательная установка для исследования динамических свойств полимерных материалов и волокон // Зав.лаб. 1990, №5, с.38-42.
2. Стухляк П.Д., Микитишин А.Г., Митник М.М., Букетов А.В. Торсійний маятник. Патент №54057 А. Україна. Опубл.17.02.2003, Бюл.№2.-5с.

УДК 621.77; 621.314

Я.О. Ковальчук, канд. техн. наук, доц., Н.Я. Шингера, канд. техн. наук, доц., Я.Л. Швед

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

ПОШКОДЖЕННЯ І РУЙНУВАННЯ ЗВАРНИХ ФЕРМ ДЛЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН

Ya.O. Kovalchuk, Ph.D, Assoc. Prof, N.Ya. Shynhera, Ph.D, Assoc. Prof, Ya.L. Shved.
**ПОШКОДЖЕННЯ І РУЙНУВАННЯ ЗВАРНИХ ФЕРМ
ДЛЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН**

Виконано натурні дослідження поведінки фізичної моделі прямокутної зварної ферми 600x150 мм за умов циклічних навантажень (рис. 1,а). Такі ферми використовують як несучі елементи транспортно-технологічних машин (підвісні конвеєри, мостові крани, кран-балки, тельфери). Циклічні експлуатаційні навантаження формують тріщиноподібні пошкодження в зонах термічного впливу зварних швів, які поширюються аж до руйнування конструкції.

Метою роботи є визначення місць пошкодження і періоду експлуатації ферм до їх руйнування.

Для досягнення поставленої мети виконано натурний експеримент за кімнатної температури на сервогидравлічній випробувальній машині СТМ-100 (рис. 1,б,в) з використанням оригінального базуючого пристосування [1].

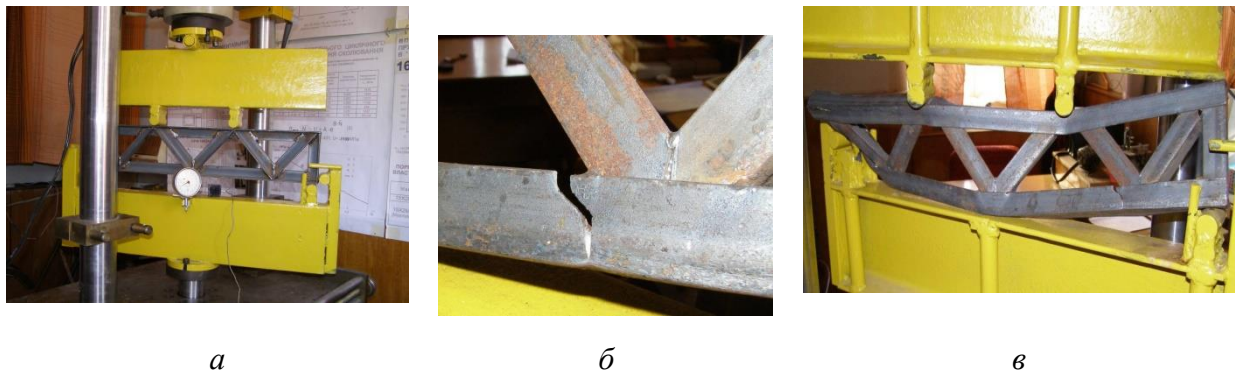


Рис. 1. Фізична модель зварної ферми:

а – перед початком експерименту; *б* – при поширенні тріщини; *в* – після руйнування

За результатами випробувань визначено кількість циклів навантажування до моменту формування візуально помітної тріщини, швидкість поширення цієї тріщини впродовж навантажування та кількість циклів до руйнування ферми.

Отримані результати доцільно застосовувати при комп'ютерному проектуванні повномасштабних зварних ферм транспортно-технологічних машин, зокрема при виборі параметрів скінченно-елементної моделі для забезпечення високого ступеня співпадання показників пошкодження й руйнування за результатами експлуатації ферми. Такий підхід забезпечує врахування багатопараметричного впливу на ферму конструктивних, технологічних та експлуатаційних чинників.

Література

1. Пат. №40196 Україна, МПК G01N 3/00. Пристрій для базування зварних ферм при випробуваннях на статичну та циклічну міцність / Шингера Н. Я., Ковальчук Я. О.; Заявник і патентовласник Тернопіль. держ. техніч. ун-т. – №40196 ; заявл.13.11.08 ; опубл. 25.03.09, Бюл. №6.

УДК 620.174

¹І.Т. Ярема канд. техн. наук, ¹Ю.І. Наконечний, ²О.І. Коцюба, канд. мед. наук.

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

²Тернопільський національний медичний університет ім. І.Я. Горбачевського, (Україна)

ВОДОПОГЛИНАННЯ ПОЛІМЕРНИХ ЗРАЗКІВ РІЗНОЇ ТОВЩИНИ ТА ВПЛИВ НА ВЕЛИЧИНУ МОДУЛЯ ПРУЖНОСТІ

¹I.T. Yarema, Ph.D., ¹Y.I. Nakonetchnj, ²O.I. Kotsyuba

WATER ABSORPTION POLYMER SAMPLES OF DIFFERENT THICKNESS AND EFFECT ON THE ELASTIC MODULUS

Полімерні матеріали, як конструкційні матеріали, широко застосовується не тільки в машинобудуванні, але й у медичному приладобудуванні, особливо у багатьох кардіологічних, діагностичних та інших приладах та пристосуваннях. Такі матеріали характеризуються здатністю до водопоглинання, яке суттєво впливає на фізико-механічні властивості матеріалу та деталей з яких вони виготовлені, що може приводити до деяких похибок у роботі кардіологічних та інших приладів. Авторами проведені дослідження по вивченню кінетики водопоглинання поліамідних зразків різної товщини та впливу вологи на модуль пружності при згинанні. Зразки для випробувань виготовлялись із поліаміду марки ПА6-210/311 методом лиття під тиском. Виготовлення та випробування зразків проходило за однакових умов. Висушені у вакуумній сушильній шафі зразки витримувались на протязі певного часу у воді при кімнатній температурі, визначалась їх водопоглинання згідно ГОСТ 4650-80 та величину модуля пружності при згинанні згідно ГОСТ 9550-81. Для зразків товщиною 2 мм на протязі перших трьох діб середнє добове водопоглинання становило 1,23%. В період між шостою і тринадцятою добою середнє добове водопоглинання становило 0,27%, а вже між 20-ю і 30-ю добою – тільки 0,15%. В той же час для зразків товщиною 4 мм на протязі перших трьох діб середнє добове водопоглинання становило 0,7%, між 6-ю і 20-ю добою – 0,07%, а між 20-ю і 30-ю добою – всього 0,01%. Звідси випливає, що інтенсивне водопоглинання, а і зміна властивостей та геометричних розмірів (що необхідно враховувати при конструюванні різних деталей) проходить в перші три доби, після чого процес водопоглинання уповільнюється у часі (рис.). Із збільшенням водопоглинання різко знижується і величина модуля пружності поліаміду при згині.

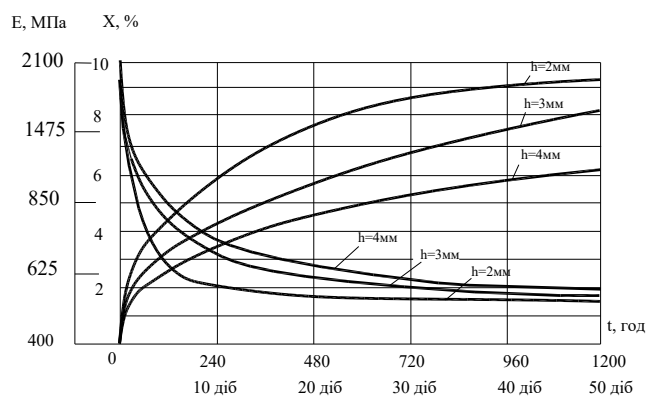


Рис. 1. Водопоглинання поліамідних зразків різної товщини та її вплив на модуль пружності при згині

СТВОРЕННЯ ЕПОКСИКОМПОЗИТІВ З ПОЛІПШЕНИМИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ РОБОТИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

M.V. Brailo, Ph.D., Assoc. Prof., S.V. Yakushchenko, Ph.D., V.V. Sotsenko,
A.V. Saprionova, L.V. Selifonova, T.G. Puskova

CREATION OF EPOXY COMPOSITES WITH IMPROVED PERFORMANCE CHARACTERISTICS TO INCREASE THE SERVICE LIFE OF VEHICLES

Постановка проблеми. З метою підвищення ресурсу роботи деталей і механізмів засобів транспорту є важливим застосування матеріалів, які відрізняються поліпшеними показниками фізико-механічних та трибологічних характеристик. Основним завданням сучасного матеріалознавства є розробка матеріалів, які у комплексі відрізняються поліпшеними характеристиками, що дозволяє підвищити міжремонтний період експлуатації та забезпечує безвідмовність. В даному напрямку перспективним є застосування полімерних матеріалів, зокрема на основі епоксидних смол. Тому створення наповнених епоксидних композитів з поліпшеними фізико-механічними та трибологічними властивостями є актуальним напрямком дослідження для матеріалознавства та транспортної галузі.

Мета роботи – розробити епоксидні композити з поліпшеними експлуатаційними характеристиками для підвищення ресурсу роботи транспортних засобів.

У роботі для дослідження трибологічних властивостей було використано попередньо розроблену матрицю наступного складу: матриця на основі епоксидної смоли СНS-Ероху 525 ($q = 100$ мас. ч.) і твердників: ПЕПА + Telalit 410 ($q_1 + q_2 = 5 + 5$ мас. ч.), сформована при температурі зшивання $T = 433$ К. Використовували розроблені КМ на основі двокомпонентних бідисперсних наповнювачів наступного складу. Матеріал, наповнений частками сірого шламу (СШ) (дисперсність 63...80 мкм) та перліту (дисперсність 5...10 мкм) у співвідношенні 50 : 50 (матеріал СШП) [16]. Досліджували трибологічні властивості матеріалів на випробувальній машині серійного виробництва 2070 СМТ-1 за схемою «диск-колодка» і методикою відповідно до ASTM G77-17.

На першому етапі досліджували трибологічні властивості в умовах морської води наступних матеріалів: 1) матриця на основі епоксидної смоли СНS-Ероху 525 ($q = 100$ мас. ч.) і твердників: ПЕПА + Telalit 410 ($q_1 + q_2 = 5 + 5$ мас. ч.) (рис. 1, а, б); 2) матеріал СШП з двокомпонентним бідисперсним наповнювачем (рис. 1, в, г). Швидкість ковзання становила $v = 0,5$ м/с та $v = 1,0$ м/с, питоме навантаження $P = 2,7$ МПа [14, 15]. Результати трибологічних досліджень наведено на рис. 1 та у табл. 1.

При дослідженні матриці експериментально встановлено, що за підвищення швидкості ковзання від $v = 0,5$ м/с (рис. 1, а) до $v = 1,0$ м/с (рис. 1, б) трибологічні властивості матеріалу відрізняються не суттєво. При цьому робочий коефіцієнт тертя становить $f = 0,175...0,190$, робочий момент тертя $M = 2,4...2,6$ Н×м, а інтенсивність зносу $I_m = 0,3...0,5$ мг/км (табл. 1).

Водночас, при підвищенні швидкості, спостерігали збільшення робочої температури від $T = 305...307$ К (при $v = 0,5$ м/с) до $T = 314...316$ К (при $v = 1,0$ м/с) та

збільшення шляху припрацювання матеріалу від $l = 3900...4200$ м до $l = 6600...7100$ м. У матеріалі, виготовленому на основі епоксидної матриці і двокомпонентного бідисперсного наповнювача СШП (рис. 1, б-в) спостерігали динаміку погіршення трибологічних властивостей при збільшенні швидкості ковзання. При дослідженні матеріалу СШП з двокомпонентним бідисперсним наповнювачем (рис. 1, в, г) встановили тенденцію зміни властивостей КМ залежно від швидкості ковзання. Доведено (табл. 1), що за підвищення швидкості ковзання від $v = 0,5$ м/с до $v = 1,0$ м/с коефіцієнт тертя підвищується від $f = 0,070...0,075$ до $f = 0,090...0,095$, момент тертя від $M = 0,9...1,0$ Н×м до $M = 1,0...1,2$ Н×м, а інтенсивність зносу зменшується від $I_m = 0,70...0,90$ мг/км до $I_m = 0,30...0,40$ мг/км, шлях припрацювання від $l = 4000...4300$ м до $l = 3200...4000$ м. Робоча температура за збільшення швидкості ковзання практично не змінюється і становить $T = 303...305$ К. Слід зазначити, що важливий вплив на показники трибологічних властивостей має природа агресивного середовища, у якому досліджували випробувальні зразки.

Додатково для підтвердження отриманих результатів випробувань трибологічних властивостей досліджували поверхню тертя матеріалів за допомогою методу оптичної мікроскопії при збільшенні зображень у $\times 100$ та $\times 200$ разів. При аналізі світлин зламу матеріалу СШП з двокомпонентним бідисперсним наповнювачем спостерігали, що лінії тертя не мають особливих заглиблень порівняно з матрицею. Лінії тертя розташовані хаотично, що підтверджує припущення про присутність окисної плівки при терті. Водночас поверхня тертя матриці, дослідженої за швидкості ковзання $v = 0,5$ м/с, має помітні нерівномірні лінії тертя, подряпини та задири, що дозволяє констатувати про підвищений коефіцієнт тертя та знос матеріалу (рис. 2, а, б). Також помітні задири, що підтверджує результати дослідження трибологічних властивостей даного матеріалу.

На наступному етапі досліджували трибологічні властивості у агресивному середовищі морської води матеріалу СШПП-БП із вмістом гранул термопластичного наповнювача ПА-6 $q = 30$ мас. ч. та $q = 60$ мас. ч. відповідно.

Встановлено, що матеріал СШПП-БП характеризується поліпшеними показниками робочого коефіцієнту і моменту тертя, порівняно із епоксидною матрицею та матеріалу СШП. Це підтверджує припущення про присутність третього тіла, яке утворюється за рахунок епоксидної матриці і гранул поліаміду, часток наповнювачів СШ та перліту. При цьому спостерігали підвищену інтенсивність зносу матеріалу СШПП-БП при швидкості $v = 0,5$ м/с ($I_m = 0,90...1,00$ мг/км). Водночас, слід зазначити, що при збільшенні вмісту поліаміду у матеріалі СШПП-БП за швидкості ковзання $v = 1,0$ м/с зростає шлях припрацювання матеріалу від $l = 1700...2000$ м до $l = 2300...2500$ м. Однак, відсутність антифрикційних властивостей дисперсних наповнювачів і підвищена адсорбційна взаємодія агресивного середовища та КМ за умови збільшення кількості гранул поліаміду приводить до зниження температури від $T = 308...311$ К до $T = 301...306$ К, зменшення робочого коефіцієнту тертя від $f = 0,13...0,23$ до $f = 0,04...0,10$. Отже, доведено, що найкращими трибологічними властивостями відзначається СШПП-БП за вмісту гранул поліаміду ПА-6 $q = 60$ мас. ч. при швидкості ковзання $v = 1,0$ м/с.

Додатково встановлено, що усі світлини поверхонь тертя мають яскраво виражені доріжки тертя із заглибленнями. Доріжки тертя направлені паралельно дії контртіла. При цьому помітні задири та подряпини на поверхні матеріалів. Дані заглиблення підтверджують припущення про те, що частки наповнювача СШ та перліту після часткового руйнування поверхневого шару КМ діють як абразив, що призводить до зниження антифрикційних трибологічних властивостей матеріалів.

Висновки. На основі отриманих результатів проведених досліджень трибологічних властивостей епоксидних композитів можна констатувати наступне.

1. Доведено, що умови та склад полімерного матеріалу суттєво впливають на їх трибологічні властивості. Встановлено, що за підвищення швидкості ковзання від $v = 0,5$ м/с до $v = 1,0$ м/с коефіцієнт тертя матеріалу на основі епоксидної смоли, наповнювачів сірий шлім і перліт підвищується від $f = 0,070 \dots 0,075$ до $f = 0,090 \dots 0,095$, момент тертя від $M = 0,9 \dots 1,0$ Н×м до $M = 1,0 \dots 1,2$ Н×м, а інтенсивність зносу зменшується від $I_m = 0,70 \dots 0,90$ мг/км до $I_m = 0,30 \dots 0,40$ мг/км, шлях припрацювання від $l = 4000 \dots 4300$ м до $l = 3200 \dots 4000$ м, робоча становить $T = 303 \dots 305$ К.

2. Експериментально встановлено, що поліпшеними трибологічними властивостями відзначається матеріал СШПП-БП за вмісту гранул поліаміду ПА-6 $q = 60$ мас. ч. при швидкості ковзання $v = 1,0$ м/с: робочий коефіцієнт тертя – $f = 0,050 \dots 0,055$, робочий момент тертя – $M = 0,8 \dots 0,9$ Н×м, інтенсивність зносу – $I_m = 0,30 \dots 0,40$ мг/км, шлях припрацювання – $l = 2300 \dots 2500$ м, робоча температура – $T = 304 \dots 306$ К. Даний матеріал доцільно використовувати, як підшипники ковзання та ущільнення технологічного устаткування водного та нафтогазового транспорту.

Методом оптичної мікроскопії підтверджено отримані результати трибологічних досліджень і доведено їх достовірність.

УДК 667.64:678.026

О.О. Сапронов, докт. техн. наук, доц., П.О. Воробйов, асп., Н.П. Вибач, м.н.с,
М.В. Танська, канд. техн. наук., доц., Н.Є. Субботіна, канд. техн. наук., доц.
Херсонська державна морська академія, м. Херсон, (Україна)

РОЗРОБЛЕННЯ МОДИФІКОВАНИХ ПОЛІМЕРНИХ МАТЕРІАЛІВ ІЗ ПІДВИЩЕНОЮ КОГЕЗІЙНОЮ МІЦНІСТЮ ДЛЯ ЗАХИСТУ ПОВЕРХОНЬ ТРАНСПОРТНОЇ ТЕХНІКИ

O.O. Sapronov, Dr., Assoc. Prof., P.O. Vorobiov, N.P. Vybach, M.V. Tanska, Ph.D.,
Assoc. Prof., N.Ye. Subbotina, Ph.D., Assoc. Prof.

DEVELOPMENT OF MODIFIED POLYMERIC MATERIALS WITH HIGH COHESIVE STRENGTH TO PROTECT THE SURFACES OF TRANSPORT EQUIPMENT

Постановка проблеми. При експлуатації транспортної техніки в умовах впливу агресивного навколишнього середовища (температура, вологість, вплив ультрафіолетового опромінення та ін.) відбувається поступове руйнування їх зовнішніх поверхонь, що з часом призводить до повного припинення функціонування вузлів чи агрегатів техніки [1-3]. Переважно такі процеси пов'язані із перебігом фізико-хімічних процесів корозії, що у свою чергу призводять до анодного розчинення металу за рахунок утворення гальванопари (окалина поверхонь транспортної техніки – катод, метал – анод). Тому, одним із ефективних методів підвищення надійності зовнішніх поверхонь транспортної техніки є застосування полімерних захисних покриттів. При цьому аналогічні процеси можливі при порушенні суцільності полімерних захисних покриттів. Враховуючи вищенаведене актуальним є поліпшення не лише адгезійних характеристик захисних покриттів, а й їх когезійної міцності [4-5].

Мета роботи – дослідити вплив модифікатора на когезійну міцність захисних покриттів. Для формування полімерних матеріалів використовували епоксидний зв'язувач DER – 331. Для зшивання епоксидного зв'язувача використано твердник холодного тверднення триетилентетрамін ТЕТА. Для поліпшення властивостей композитів використовували модифікатор 2-Бензофуран-1,3-діон – фталевий ангідрид (ФА), який вводили у зв'язувач за вмісту від $q = 0,10 \dots 3,00$ мас.ч.

У роботі досліджували вплив модифікатора ФА на значення руйнівних напружень при згинанні (σ_{32}), модуля пружності при згинанні (E) та ударну в'язкість. Доведено, що при введенні незначного вмісту модифікатора – $q = 0,10$ мас.ч. спостерігали максимальне значення руйнівних напружень при згинанні ($\sigma_{32} = 92,8$ МПа), що в 1,1 рази є більшим за встановлене значення даної характеристики для вихідної матриці ($\sigma_{32} = 80,0$ МПа). Це зумовлено хімічною взаємодією функціональних груп епоксидного зв'язувача та модифікатора при їх зшиванні. При подальшому збільшенні вмісту модифікатора ФА в епоксидному зв'язувачі до $q = 0,25 \dots 3,00$ мас.ч, спостерігали монотонне зниження показників руйнівних напружень, які коливаються в межах $\sigma_{32} = 74,4 \dots 80,5$ МПа.

Водночас при введенні ФА за вмісту $q = 0,10 \dots 0,25$ мас.ч. значення модуля пружності знаходяться в межах $E = 2,9 \dots 3,0$ ГПа, що на $\Delta E = 0,2$ ГПа перевищують початкові значення вихідної матриці. Максимум на кривій залежності модуля пружності від вмісту ФА встановлено при введенні $q = 0,50$ мас.ч. модифікатора. У такому випадку модуль пружності модифікованої матриці становить – $E = 3,35$ ГПа. Вважали, що підвищення пружних характеристик композиту пов'язано із частковою пластифікуючою дією модифікатора, що забезпечує підвищену рухливість і

деформацію макроланцюгів олігомеру. Однак, збільшення вмісту ФА до $q = 1,00 \dots 3,00$ мас.ч. призводить до перенасичення системи модифікатором та характеризується погіршеними когезійними властивостями матеріалу. За такого вмісту ФА спостерігали значення модуля пружності при згинанні $E = 2,9 \dots 3,2$ ГПа. Слід зазначити, що навіть при максимальному вмісті модифікатора отриманні показники модуля пружності є більшими порівняно з вихідною матрицею.

Стосовно ударної в'язкості. Доведено, що при введенні модифікатора ФА за вмісту $q = 0,10$ мас.ч., спостерігали максимальне значення ударної в'язкості яке становить $- W = 17,5$ кДж/м², що в свою чергу перевищує значення не модифікованої матриці на $\Delta W = 4$ кДж/м². Аналіз поверхні руйнування модифікованої матриці після ударного руйнування дозволив виявити рівномірне поширення тріщин (з точки удару) по всій площині полімеру. Це свідчить про рівномірний розподіл навантаження ударного характеру по об'єму полімеру за рахунок високого ступеня зшивання.

При збільшенні вмісту ФА до $q = 0,25$ мас.ч. значення ударної в'язкості зменшується до $W = 12,0$ кДж/м² (коливається в межах вихідної епоксидної матриці). Аналіз руйнування таких матеріалів дозволив встановити рівномірні по всій площині заглибини, що свідчать про підвищений рівень концентраторів напружень в об'ємі полімеру. Подальше збільшення вмісту модифікатора в епоксидному зв'язувачі до $q = 0,50 \dots 3,00$ мас.ч., призводить до монотонного зниження показників ударної в'язкості, які становлять $- W = 4,60 \dots 6,58$ кДж/м². Методом оптичної мікроскопії встановлено утворення концентраторів напружень, що забезпечують формування дефектів (точкових і лінійних пор) у об'ємі полімеру і як результат, збільшення золь-фракції.

Висновки. Доведено, що для формування матриці з поліпшеними когезійними характеристиками необхідно у епоксидний олігомер DER – 331 (100 мас.ч.) вводити модифікатор 2-Бензофуран-1,3-діон за вмісту $q = 0,10 \dots 0,50$ мас.ч. Такі модифіковані епоксикомпозитні матеріали характеризуються наступними властивостями: руйнівні напруження при згинанні $\sigma_{32} = 92,8$ МПа, модуль пружності при згинанні $- E = 3,35$ ГПа, ударна в'язкість $- W = 17,5$ кДж/м². Це пов'язано із здатністю модифікатора (при мінімальному вмісті) рівномірно і однорідно розподілятися у об'ємі композиції, що у свою чергу призводить до швидкої реакційної здатності молекул взаємодіяти між собою і як наслідок утворення міцно зшитої тривимірної полімерної сітки.

Література

1. Lysenkov E.A. The influence of carbon nanotubes on the sensitivity of humidity sensors based on organic-inorganic polymer materials / E.A.Lysenkov, O.V.Stryutskiy, Yu.P.Gomza, V.V. Klepko // Functional materials. – 2015. – V. 22, №1. – P. 40-46.
2. А. В. Букетов. Відновлення засобів транспорту фулереновмісними епоксикомпозитами / А. В. Букетов, О.О. Сапронов, М.В. Браїло, Н.М. Букетова, Л. Dulebová, В.Л. Алексенко, В.М. Яцюк. – Херсон: ХДМА, 2018. – 164 с.
3. Kashytskyi V. Examining the effect of physical fields on the adhesive strength of protective epoxy composite coatings / V. Kashytskyi, P. Savchuk, V. Malets, Y. Herasymiuk, S. Shcheglov // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – № 3/12 (87). – P. 16-22.
4. Dolgov M.A. On the problem of modeling adhesive strength of protective coating depending on the content and conditions of formation of composition / Dolgov M.A., Buketova N.M., Zubrets'ka N.A. // Strength of Materials. - Vol. 44, N 2.- 2012.- P. 212-218.
5. А. В. Букетов. Відновлення засобів транспорту фулереновмісними епоксикомпозитами / А. В. Букетов, О.О. Сапронов, М.В. Браїло, Н.М. Букетова, Л. Dulebová, В.Л. Алексенко, В.М. Яцюк. – Херсон: ХДМА, 2018. – 164 с.

УДК 667.64:678.026

П.Д. Стухляк, докт. техн. наук, проф., В.М. Яцюк, канд. хім. наук, В.О. Наумов, Р.З. Золотий, канд. техн. наук, доц.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

ДОСЛІДЖЕННЯ УДАРНОЇ В'ЯЗКОСТІ ПОКРИТТІВ ПРИ ДОДАВАННІ ДО ЕПОКСИДНОЇ МАТРИЦІ СИЛКАТНОВМІСНОГО МОДИФІКАТОРА

P.D. Stukhlyak, Dr, Prof, V.M. Yatsiuk, Ph.D., V.O. Naumov, R.Z. Zoloty, Ph.D.

INVESTIGATION OF IMPACT VISCOSITY FOR COATINGS WHEN ADDING A SILICATE-CONTAINING MODIFIER TO THE EPOXY MATRIX

В сучасному світі важливу роль відіграє міцність матеріалів котрі використовуються в виробництві. Важко переоцінити важливість ударної в'язкості як фізико-механічної характеристики. Одним з способів покращення якості покриття є модифікування епоксидної матриці. Однак в залежності від модифікатора експлуатаційні характеристики покриття можуть як покращитись так і погіршитись. [1,2].

Ударна вязкість є однією з характеристик опору руйнуванню при ударі.[2] Данна характеристики є однією з ключових, коли ми говоримо про якість покриття, оскільки вона характеризує його довговічність, а значить і самого виробу, в умовах стресової роботи. Збільшення часу експлуатації дозволяє підприємствам економити значні ресурси при використанні більш стійких виробів, тому способи покращення ударної в'язкості представляють інтерес не лише для наукового кола а й для практичного використання.

Основним компонентом для зв'язувача при формуванні полімерних матеріалів вибрано епоксидний діановий олігомер марки ЕД-20, який зшивали твердником поліетиленполіаміном (ПЕПА) який забезпечує тверднення КМ при кімнатних температурах. Формування проводили при стехіометричному співвідношенні компонентів 10:1 (ЕД-20:ПЕПА) мас.ч. В якості модифікатора було використано розчин власного виробництва, який містить силікати.

При додаванні модифікатора х до ЕД-20, відбувається покращення процесу зшивання модифікованої матриці за рахунок модифікування епоксидної матриці силікатними групами, які змінюють процес формування.

Провівши серію тестів було встановлено, що ударна в'язкість дослідної ЕД-20 становила 4,1 Дж/м². В той час як ударна в'язкість модифікованої смоли була вищою. Було проведено дослідження для трьох варіантів модифікації ЕД-20. Концентрації були наступними: 0,5г/100г, 1г/100г і 3г/100г.

Було встановлено, що найкращі результати показали зразки з 1 г модифікатора на 100 г смоли .В цьому випадку ударна в'язкість становила 5,47 Дж/м² .

Гірші результати показали зразки з 0,5г і 3г модифікатора смоли, 2,9 Дж/м² і 3,67 Дж/м² відповідно, що гірше від чистої ЕД-20 котра використовувалась у досліді.

В той час зразки з домішкою в 1г модифікатора на 100г смоли представляють інтерес не лише для виробництва, через порівняно високу ударну в'язкість а й для подальшого дослідження, з метою ще більшого покращення характеристик.

Література

1. Physical and chemical aspects of formation of epoxy composite material with microfilling agent / Buketov, A., Stukhlyak, P., Maruschak, P., Panin, S., Menou, A. // Key Engineering Materials, 2016, 712, стр. 143–148.

2. Букетов А.В., Стухляк П.Д., Кальба Є.М. Фізико-хімічні процеси при формуванні епоксикомпозитних матеріалів. – Тернопіль: Збруч, 2005. – 182 с.

УДК 621.9.048

¹О.Л. Ляшук, докт. техн. наук, проф., ²О.М.Кондратюк, канд. техн. наук, доц.,
¹Ю.Я. Галана

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

²Національний університет водного господарства та природокористування, (Україна)

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МІКРОТВЕРДОСТІ ПРИ ВІБРАЦІЙНО-ВІДЦЕНТРОВОЇ ОБРОБЦІ

O.L. Lyashuk, Dr., Prof., O.M. Kondratyuk, Ph.D, Assoc. Prof., Y.Ya. Galan
**THE RESULTS OF EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF MICROHARDNESS
IN VIBRATION-CENTRIBLE TREATMENT**

Вібраційне оброблення являє собою механічний чи механо-хімічний спосіб зняття з поверхні оброблювального тіла частинок металу. Також використовується для поверхневого зміцнення деталей, згладжування мікронерівностей шляхом деформування його частинами робочого середовища.

Оброблювальні деталі завантажують у контейнер, заповнений робочим (оброблювальним) середовищем. Контейнер здійснює коливання із частотою 15-50 Гц і амплітудою 0,5-9 мм. Для їх збудження використовують різні способи від дебалансного до кривошипно-шатунного. Робоче середовище, взаємодіючи із стінками контейнера, здійснює коливання, а відтак інтенсивно діє на оброблювальні деталі. Під час віброоброблення оброблювальне тіло займає різноманітні положення, а це забезпечує відносно рівномірну обробку його поверхні відповідними елементами

На рис. 1 наведена схема вібраційно-відцентрової установки, в якій здійснюються складні кутові коливання та обертання навколо похилої осі робочої камери. Принцип роботи здійснюється за допомогою підшипників, що кріпляться до ведучої вилки, де робоча камера шарнірно встановлена в кільце. Рух вилки з'єднаний з пустотілим валом, що здійснюється за допомогою електродвигуна через пасову передачу. Для здійснення кутових коливань робочої камери кривошипний механізм. В робочу конічно-сферичну камеру завантажують готові деталі для їх гартування, поверхневої обробки або інших цілей і абразивні матеріали в певних пропорціях. За допомогою пульта керування 15 включають установку і задають відповідні параметри процесу обробки. При цьому: ємність робочої камери 14 дм³, частота обертання камери – 15-45 об/хв. Характеристики коливань - амплітуда 4°, частота 15...25 Гц. Потужність електродвигуна віброприводу - 0,5 кВт. Час обробки визначається заданими технологічними параметрами. Вібраційне оброблення характеризується такими параметрами: - швидкістю частинок робочого середовища 0,3–1м/с; прискорення частинок робочого середовища 20–150м/с²; сила мікроударів 15 – 30Н;- контактні напруження, 300 – 7000 МПа;- температури в зоні дії мікроударів 20–90⁰С;- середня температура в робочій камері 30–40⁰С.

Під час проведення багатофакторного експерименту одержано цілий ряд експериментальних досліджень, які обробляли за відомою методикою та визначалась залежність мікротвердості при вібраційно-відцентровому обробленні поверхневого шару деталей від величини тривалості обробки заготовки, кута руху робочої камери, амплітуди кутових коливань. Мікротвердість вібраційно-відцентрового оброблення поверхневого шару деталей отримували за допомогою пристроїв. Для одержання експериментальних досліджень використовували матеріал – Сталь 45. Експеримент здійснювали не менше 3 разів для незмінного фактору та знаходили середнє значення для розрахунку. Статистично обробляли результати експериментів та уточнювали

достовірність запропонованих теоретичних розрахунків.

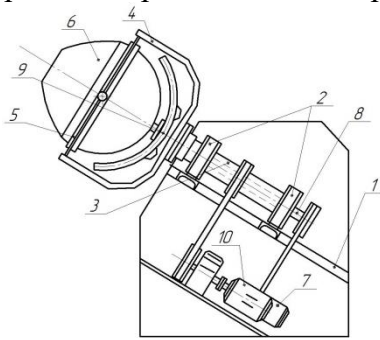


Рис. 1. Кінематична схема вібраційно-відцентрової установки.

- 1 – станина; 2 - підшипникові вузли; 3 - пустотілий вал; 4 - ведуча вилка;
5- кільце карданного підвісу; 6 - робоча камера; 7- електродвигун; 8 - вал приводу кривошипного механізму; 9 – кривошипний; 10 - електродвигун.

Значення мікротвердості при вібраційно-відцентровому обробленні поверхневого шару деталей H_v в залежності від параметрів технологічного процесу експериментальних даних масиву записували в табл. 1 Обробка експериментального масиву даних мікротвердості при вібраційно-відцентровому обробленні поверхневого шару деталей H_v наведено на рис.2.

Характеристика факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	тривалість обробки заготовки T , хв.	15-35-55
x_2	кута повороту робочої камери β , град.	15-25-35
x_3	амплітуда кутових коливань A , мм	2-4-6

Статистичне оброблення результатів експериментів та відповідність отриманих випадкових величин рівнянь регресії, в натуральних значеннях:

$$H_{v(T,\beta,A)} = -34,901 + 0636T + 5,933\beta + 65,972A - 0,103\beta^2 - 6,208A^2. \quad (1)$$

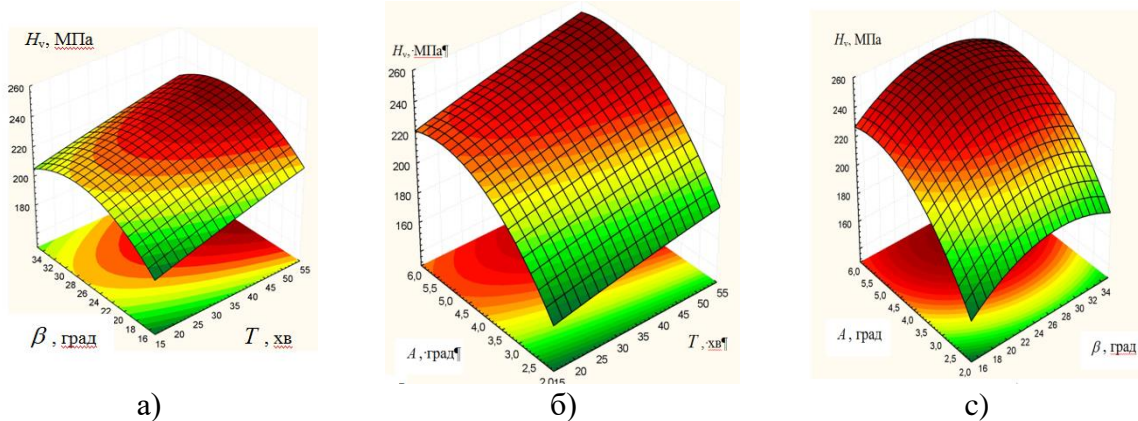


Рис.2. Поверхня відгуку поверхні відгуку визначення мікротвердості: а) $H_v = f(\beta, T)$; б) $H_v = f(A, T)$; в) $H_v = f(A, \beta)$

Наведені результати досліджень процесу вібраційно-відцентрового оброблення поверхневого шару деталей із сталі 45 з отриманням рівнянь регресії, можуть використовуватися для визначення мікротвердості обробленої поверхні залежно від величини тривалості обробки заготовки, кута повороту робочої камери, амплітуди кутових коливань у межах зміни вхідних факторів: $15 \leq T \leq 55$ (хв); $15 \leq \beta \leq 35$ (град); $2 \leq A \leq 6$ (мм).

УДК 621.865.1

Д.П. Часов, канд. техн. наук, доц., В.О. Бейгул, канд. техн. наук, доц., Б.І. Коляда, В.В. Бобров, В.Ю. Масюк

Дніпровський державний технічний університет, Україна

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІДХОДІВ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ

D.P. Chasov, Ph.D., Assoc. Prof., V.O. Beihul, Ph.D., Assoc. Prof., B.I. Kolyada, V.V. Bobrov, V.Y. Masiyk

ANALYSIS OF EXISTING TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES FOR MOVING WASTE OF MECHANICAL TREATMENT

Автоматизація і механізація збирання і транспортування відходів механічної обробки (стружки та шламу) є важливим завданням. Все різноманіття створених конструкцій для транспортування стружки можна класифікувати за окремими групами, ідентичним ознаками.

Для транспортування стружки із зони різання верстата існує п'ять груп механізмів, найбільш поширених в машинобудуванні: стрічкові, шнекові, вібраційні, імпульсні та гідрозливні.

Стрічкові конвеєри застосовуються для прибирання дрібної елементної стружки при обробці крихких матеріалів. Вони знайшли обмежене застосування за причини конструктивної складності, наявності спеціального приводу і натяжної станції, низької довговічності стрічки.

Шнекові конвеєри найбільш поширені, є універсальними - можуть працювати при горизонтальному, похилому і вертикальному розташуванні. Один кінець шнека з'єднується з приводом за допомогою муфти, другий кінець вільний. Однак, ці конвеєри вимагають не можуть переміщувати зливну стружку.

Вібраційні конвеєри прості по пристрою, але вони погано транспортують зливну стружку, створюють вібрації на технологічному обладнанні, утворюють значний шум при великих амплітудах вібрацій.

Імпульсні конвеєри мають привід від самого верстата і працюють за рахунок миттєвої зупинки жолоба при переміщенні його в сторону видалення стружки. Дані конвеєри є найбільш перспективними, хоча теж утворюють шум і вібрації.

Гідрозливні пристрої поділяються на напорні та безнапорні. Напорні пристрої мають ефективно працювати при тиску в системі не менше 0,25 м Па та невеликій довжині транспортування з відсутністю сторонніх предметів у жолобі та на соплах. При напірному гідротранспортування в потік рідини за допомогою спеціального живильника завантажується стружка і утворюється пульпа, яка переміщається по трубах на будь-яку відстань. Цей пристрій може транспортувати тільки дрібноелементну стружку, але при цьому сильно зношується трубопровід і необхідно застосовувати складні живильники. Безнапорний гідротранспорт використовує похилі відкриті жолоби, по яких самопливом переміщається МОР. Енергії рухомої рідини досить для переміщення частинок стружки. Так як стружка має велику питому вагу, то для надійного транспортування необхідний великий ухил жолоба і витрата МОР, що не завжди можливо в цехових умовах. Струменево-безнапірний гідротранспорт використовує похилі жолоби та енергію струменів, які утворюються при витіканні МОР з насадок. При великій довжині транспортування глибина потоку рідини значна і струмені практично не досягають дна, що знижує ефективність процесу транспортування.

Ерліфти, як різновид напорного транспорту, для збільшення ефективності транспортування застосовують стиснене повітря. Такі пристрої доцільно застосовувати при необхідності перемішування стружки та транспортуванню її знизу до гори.

Крім описаних вище механічних конвеєрів, знаходять застосування також штангові та йоршові.

Штангові конвеєри мають жолоб, посередині якого поступально переміщається штанга зі скребками. Дані конвеєри мають шарніри, які можуть бути заблоковані дрібною стружкою. В цьому випадку холостий та робочий ходи штанги перетворюється лише у холостий хід.

Йоршові конвеєри ефективно працюють при транспортуванні зливної стружки. Конвеєр має короб, всередині якого приварені нерухомі йорші, що мають нахил в сторону викиду стружки. Ці конвеєри вельми металлоємні та конструктивно складні.

Виходячи з того, що процес переробки та утилізації здійснюється не на території механічних цехів, то актуальною стає важлива задача – транспортування відходів від верстата на наступні етапи переробки. Усереднені дані за масою стружки одного машинобудівного підприємства складають від 100 до 3000 т/рік. Транспортування від верстата до загальноцехової магістралі представляє собою переміщення стружки на відстань до 2-х метрів. Виходячи з технічних характеристик, для транспортування стружки від верстата до загальноцехової магістралі використовуються шнекові, стрічкові, скребкові і гідрозмивні конвеєри. Однак, гідрозмивний конвеєр не забезпечує підйом матеріалу більше ніж на 10°, і його енерговитрати перевищують енерговитрати шнекового конвеєра на малих відстанях до 3-х разів, що є економічно недоцільним. Стрічковий та скребковий конвеєри не здатні ефективно транспортувати металеву стружку на відстані до 2-х метрів. Виходячи із вищезазначеного, шнековий конвеєр є найефективнішим для транспортування стружки від верстата до загальноцехової магістралі.

Література

1. Гальчук Т.Н. Розробка технології отримання металічного порошку для виготовлення виробів машинобудівного виробництва // Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ» Луцьк, 2012. Випуск №38. – С. 25-30.
2. Гевко І. Синтез змішувачів з гвинтовими робочими органами / І. Гевко, Р. Рогатинський, А. Дячун // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – 2012. – № 16. – С. 237–246.
3. Ловейкін, В. Оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів / В. Ловейкін, О. Рогатинська // Підйомно-транспортна техніка. – К., 2004. – № 2. – С. 8–15.
4. Лещук, Р. Результати експериментальних досліджень гвинтових переваантажувальних механізмів / Р. Лещук, І. Гевко, Р. Комар // Вісник ТДТУ. – 2003. – Т. 8, № 4. – С. 56–61.
5. Chasov D. «Determining the equation of surface of additional blade of a screw conveyor», Eastern-European Journal of Enterprise Technologies #5(1-83)(2016). 10-14
6. Owen, P.J., Cleary, P.W. (2009). Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM). Powder Technology, 193(3), 274–288.

ЗМІСТ

Р.М. Рогатинський	7
НА ВШАНУВАННЯ ПАМ'ЯТІ ДОКТОРА ТЕХНІЧНИХ НАУК, ПРОФЕСОРА ГЕВКА БОГДАНА МАТВІЙОВИЧА	
СЕКЦІЯ: СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНО-БУДУВАННІ	
1. Ю.Б. Капаціла	12
ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБЛЕННЯ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ І АВТОМАТИЗАЦІЇ З ГВИНТОВИМИ ПРИСТРОЯМИ	
2. М.І. Пилипець, О.М. Пилипець	13
РАЦІОНАЛЬНІ СПОСОБИ ВИГОТОВЛЕННЯ ЗАГОТОВОК ДЛЯ ОДИНИЧНОГО І ДРІБНОСЕРІЙНОГО ВИРОБНИЦТВ	
3. М.І. Пилипець, В.В. Васильків	14
ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК	
4. В.І. Тулупов, С.Г. Онищук	15
ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЙ ПОВЕРХНЕВОГО ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	
5. І.Т. Ярема, І.В. Луців, В.М. Буховець	17
ВІДНОВЛЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КУЛЬОВИХ КРАНІВ Ду-100 «GROVE» ВИРОБНИЦТВА ІТАЛІЇ	
6. Т.Д. Навроцька, М.Д. Сіправська, А.І. Гевко	18
ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ СПОСОБУ ВИГОТОВЛЕННЯ СПІРАЛЕЙ ШНЕКІВ ОБЕРТОВОЮ ВТУЛКОЮ	
7. В.В. Шанайда, В.В. Лазарюк	19
ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ ПОВЕРХНІ СИЛКАТНОГО СКЛА ПРИ ОБРОБЦІ ЛАЗЕРНИМ ПРОМЕНЕМ	
8. І.І. Стойко	21
НЕВИЗНАЧЕНІСТЬ БАЗУВАННЯ КРИВОЛІНІЙНИХ ОСЕЙ В ТРЬОХ ЦЕНТРАХ: СПОСОБИ І ТОЧНІСТЬ	
9. Ю. М. Кузнєцов	23
НОВІТНІ ТЕХНОЛОГІЇ В УМОВАХ ВИКЛИКІВ «ІНДУСТРІЯ 4.0» І НАБЛИЖЕННЯ «ІНДУСТРІЯ 5.0»	
10. Л.М. Данильченко, Д.Л. Радик	26
ОСОБЛИВОСТІ ЗАПРОВАДЖЕННЯ АДИТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ПРОЦЕСАХ ВИРОБНИЦТВА ЗАГОТОВОК	

СЕКЦІЯ: ПРОГРЕСИВНЕ МЕТАЛООБРОБНЕ ОБЛАДНАННЯ ТА СУЧАСНІ ІНСТРУМЕНТАЛЬНІ СИСТЕМИ

1. **А.В. Гагалюк, Р.А. Склярів** 28
ПРОТИРІЧЧЯ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ТА ВИБОРІ ОПРАВОК ДЛЯ
ОБРОБЛЕННЯ ТОНКОСТІННИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДЕТАЛЕЙ
2. **В.В. Крупа, І.Р. Петречко, В.О. Ковальчук** 30
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТОХАСТИЧНОСТІ ПОДАЧ
ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ
3. **С.Г. Нагорняк, І.В. Луців** 32
СИНТЕЗ ВЕРСТАТНОГО ТА ІНСТРУМЕНТАЛЬНОГО
СПОРЯДЖЕННЯ ДЛЯ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ
4. **В.Н. Волошин, В.М. Буховець, І.Г. Лось** 36
ВИКОРИСТАННЯ ФІЗИЧНИХ ПОЛІВ РІЗНОЇ ПРИРОДИ ДЛЯ
ЗАТИСКУ ІНСТРУМЕНТІВ З ЦИЛІНДРИЧНИМ ХВОСТОВИКОМ
5. **Ю.В. Медвідь, В.Г. Панчук, Д.І. Шурубайло** 38
ІННОВАЦІЇ В НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ ПІДГОТОВКИ ІНЖЕНЕРА-
МЕХАНІКА
6. **А.А. Сенік, І.В. Коваль** 40
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СТУПЕНЯ ЗМІЦНЕННЯ
ВНУТРІШНЬОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПОВЕРХНІ ЗГОРТНИХ ВТУЛОК
СФОРМОВАНИХ ПОВЕРХНЕВО-ПЛАСТИЧНИМ
ДЕФОРМУВАННЯМ

СЕКЦІЯ: МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

1. **І.Л. Роговський** 42
МЕТОД ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ
МАШИН ЗА СТАНОМ
2. **І.Я. Стадник, О.М. Пилипець** 44
ПАРАМЕТРИ ШНЕКОВО-РОТОРНИХ ДРОБАРОК
3. **С.М. Балабан, М.І. Дуда** 45
ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА НА
ЕНЕРГОЗАТРАТНОМУ ОБЛАДНАННІ ПІДПРИЄМСТВ ПЕРВИННОЇ
ПЕРЕРОБКИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ПРОДУКЦІЇ
4. **Ю.Б. Гладь, І.Г. Ткаченко, С. Г. Білик** 46
АНАЛІЗ РУХУ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ З АВТОМАТОМ
КЕРУВАННЯ
5. **М.І. Підгурський** 48
ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ НАВАНТАЖЕННЯ МОБІЛЬНИХ МАШИН

6. **В.Ф. Дідух, Д.В. Тарасюк** 50
КАРТОПЛЕСАДЖАЛКА ДЛЯ ВИРОЩУВАННЯ ОРГАНІЧНОЇ
КАРТОПЛІ
7. **А.Ю. Ліннік** 52
ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ОЧИСНИКА ГОЛІВОК
КОРЕНЕПЛОДІВ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ
8. **О.Я. Гурик, О.І.Король** 54
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА
9. **М.Р. Паньків, В.Р. Паньків** 55
ОСНОВНІ ЕТАПИ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ
ВІДОКРЕМЛЕННЯ ДОМШОК ВІД КОРЕНЕПЛОДІВ
10. **А.В. Бабій, Б.Б. Левицький** 57
АНАЛІТИЧНА МОДЕЛЬ ЗБУРЕННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ
ШТАНГИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ОБПРИСКУВАЧА
11. **М.Я. Сташків, І.М. Підгурський, А.Й. Матвіїшин** 59
ЗАСТОСУВАННЯ ЦИФРОВОЇ СИМУЛЯЦІЇ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ
ПРОЦЕСІВ МАСООБМІНУ В АГРАРНОМУ ВИРОБНИЦТВІ
12. **В.І. Диня** 61
ОБГРУНТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДІВ ОДНОСТОРОННЬОЇ ДІЇ
В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ МАШИНОБУДУВАННІ
13. **О.О. Налобіна, О.З. Бундза, С. В. Заборовська** 63
КЛАСТЕРНИЙ АНАЛІЗ ОПРИСКУВАЧІВ ЯК ІНСТРУМЕНТ ЇХНЬОГО
ВИБОРУ ДЛЯ ГОСПОДАРСТВА
14. **М.В. Голотюк, В.С. Пуць, О.В.Ткачук** 65
АЛГОРИТМ ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ
СУЧАСНИХ ТРАКТОРІВ

СЕКЦІЯ: ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ МАШИНИ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖІВ

1. **Т.А. Довбуш, Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш, Г.Б. Цьонь** 67
ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ МЕТАЛОМІСТКОСТІ ГНУЧКИХ ШНЕКОВИХ
МЕХАНІЗМІВ
2. **А.Є. Дячун, М.Г. Дичковський, І.В. Головатий, В.П. Михайлюк** 69
ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКОСТІ ЗМІШУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ
ГВИНТОВИМ КОНВЕЄРОМ З ОБЕРТОВИМ КОЖУХОМ
3. **Ів.Б. Гевко, М.Р. Гевко, С.З. Залуцький, А.І. Станько** 70
УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКОВИХ
МЕХАНІЗМІВ З ЕЛАСТИЧНИМИ ЗМІННИМИ ПОВЕРХНЯМИ

4. **Ів.Б. Гевко, В.З. Гудь, А.І. Пік** 72
ШНЕКОВИЙ ЗМІШУВАЧ
 5. **Ю.С. Никеруй, Б.Р. Гевко, С.З. Залуцький, Ю.Є. Паливода** 73
ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ
КАНАТНИХ СИСТЕМ У МАЛИХ СКЛАДСЬКИХ ПРИМІЩЕННЯХ
 6. **Д.В. Дмитрів, О.Р. Дмитрі, В.Л. Дмитроца М.В. Грубенюк,** 74
Р.П. Цапик
ДВОВАЛЬНІ ГВИНТОВІ КОНВЕЄРИ-ЗМІШУВАЧІ
 7. **О.М. Троханяк** 76
ПНЕВМО-ШНЕКОВИЙ ТРАНСПОРТЕР
 8. **О.Л. Ляшук, ²С. Суншіна, Л.М. Слободян, О.П. Маруніч** 78
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЗГИННИХ КОЛИВАНЬ РОБОЧОГО
ОРГАНУ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО ТРАНСПОРТЕРА
 9. **Р.Я. Лешук, В.Р. Кобельник, М.Р. Лешук** 81
ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ
 10. **Л. С. Серілко, З. К. Сасюк, Д. Л. Серілко, К. Р. Приндюк** 82
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПЕРЕТВОРЕНОГО СУХОГО ТЕРТЯ НА
ХАРАКТЕРИСТИКИ ІНЕРЦІЙНОГО КОНВЕЄРА
 11. **О.В. Фльонц** 84
ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ СТЕНДА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ
КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ
- СЕКЦІЯ: ПРОГРЕСИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ В АВТОМОБІЛЬНОМУ
ГОСПОДАРСТВІ**
1. **Б.В. Гупка, А.Б. Гупка, В.В. Гупка** 86
МЕТОДОЛОГІЧНІ ПРИНЦИПИ ОЦІНКИ ТРИБОЛОГІЧНОЇ
НАДІЙНОСТІ АВТОМОБІЛЯ
 2. **Ів.Б. Гевко, М.Г. Левкович, А.Й. Матвійшин, М.П. Венгер** 88
ГАЛЬМІВНИЙ ДИСК АВТОМОБІЛЯ
 3. **Ів.Б. Гевко, А. Зелінська, Р.М. Рогатинський, О.Л. Ляшук, Іг.Б. Гевко** 89
АВТОМОБІЛЬНІ КАНАТНІ СИСТЕМИ
 4. **М.В. Бабій, Б.П. Чорній** 91
ВПЛИВ ПІДГОТОВЧИХ ОПЕРАЦІЙ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ
ТРАНСПОРТУВАННЯ ВАНТАЖІВ
 5. **О.Л. Ляшук, Б.І. Сокіл, Р.В. Хорошун, Ю.Д. Бодоряк** 92
ДОСЛІДЖЕННЯ КУТОВИХ КОЛИВАНЬ КОЛІСНИХ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ
 6. **У.М. Плекан** 95
ОСОБЛИВОСТІ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ
АВТОТРАНСПОРТНИХ ПІДПРИЄМСТВ

7. **О.П. Цьонь, О.Л. Ляшук, О.Б. Романюк** 96
МОБІЛЬНІСТЬ НАСЕЛЕННЯ В УМАХ ПАНДЕМІЇ
8. **І.І. Чвартацький** 97
ВПЛИВ ПРИСАДОК НА ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ ПАЛИВНО-МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ
9. **І.В. Логущ, О.М. Кирик** 99
АНАЛІЗ ІНДИКАТОРНИХ ТА ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ
ДИЗЕЛЯ НА СУМІШІ РІПАКОВОЇ ОЛІЇ ТА ГАСУ
10. **Ю.Я. Вовк, Д.В. Капський, Р.В. Худобей, А.С. Сядро** 101
СУЧАСНІ ТРАНСПОРТНІ ТЕХНОЛОГІЇ: PLATOONING ТА
ПЕРСПЕКТИВИ ВПРОВАДЖЕННЯ

СЕКЦІЯ: НОВІ МАТЕРІАЛИ, МІЦНІСТЬ ТА ДОВГОВІЧНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ

1. **І.В. Чихіра, А.Г. Микитишин, В.В. Ковальчук** 103
АВТОМАТИЗОВАНА УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ
ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕПОКСИКОМПОЗИТІВ
2. **Я.О. Ковальчук, Н.Я. Шингера, Я.Л. Швед** 104
ПОШКОДЖЕННЯ І РУЙНУВАННЯ ЗВАРНИХ ФЕРМ ДЛЯ
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН
3. **І.Т. Ярема, Ю.І. Наконечний, О.І. Коцюба** 105
ВОДОПОГЛИНАННЯ ПОЛІМЕРНИХ ЗРАЗКІВ РІЗНОЇ ТОВЩИНИ ТА
ВПЛИВ НА ВЕЛИЧИНУ МОДУЛЯ ПРУЖНОСТІ
4. **М.В. Браїло, С.В. Якущенко, В.В. Соценко, А.В. Сапронова,
Л.В. Селіфонова, Т.Г. Пуськова** 106
СТВОРЕННЯ ЕПОКСИКОМПОЗИТІВ З ПОЛІПШЕНИМИ
ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ
РЕСУРСУ РОБОТИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ
5. **О.О. Сапронов, П.О. Воробйов, Н.П. Виbach, М.В. Танська,
Н.Є. Субботіна** 109
РОЗРОБЛЕННЯ МОДИФІКОВАНИХ ПОЛІМЕРНИХ МАТЕРІАЛІВ ІЗ
ПІДВИЩЕНОЮ КОГЕЗІЙНОЮ МІЦНІСТЮ ДЛЯ ЗАХИСТУ
ПОВЕРХОНЬ ТРАНСПОРТНОЇ ТЕХНІКИ
6. **П.Д. Стухляк, В.М. Яцюк, В.О. Наумов, Р.З. Золотий** 111
ДОСЛІДЖЕННЯ УДАРНОЇ В'ЯЗКОСТІ ПОКРИТТІВ ПРИ ДОДАВАННІ
ДО ЕПОКСИДНОЇ МАТРИЦІ СИЛКАТНОВМІСНОГО
МОДИФІКАТОРА
7. **О.Л. Ляшук, О.М. Кондратюк, Ю.Я. Галана** 112
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ
МІКРОТВЕРДОСТІ ПРИ ВІБРАЦІЙНО-ВІДЦЕНТРОВОЇ ОБРОБЦІ
8. **Д.П. Часов, В.О. Бейгул, Б.І. Коляда, В.В. Бобров, В.Ю. Масюк** 114
АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН
ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІДХОДІВ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ

**ПРОБЛЕМИ ТЕОРІЇ
ПРОЕКТУВАННЯ ТА
ВИГОТОВЛЕННЯ ТРАНСПОРТНО-
ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН**
Збірник
тез доповідей

**Міжнародна науково-технічна конференція
присвячена пам'яті
професора Гевка Богдана Матвійовича
23-24 вересня 2021 року**

Проблеми теорії проектування та виготовлення транспортно-технологічних машин : зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. присвячена пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича, (Тернопіль, 23–24 вересня 2021) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2021. – 124.

ISBN 978-617-7875-21-4

Підписано до друку 21.09.2021. Формат 60×90, 1/16.
Друк лазерний. Папір офсетний. Гарнітура TimesNewRoman.
Умовно-друк. арк. 7,5. Наклад – 35 прим.
Замовлення № 21092021

Друк ФОП Паляниця В. А.
Свідоцтво ДК №4870 від 20.03.2015 р.
м. Тернопіль, вул. Б. Хмельницького, 9а, оф.38.
тел. (0352) 528–777.



ГЕВКО БОГДАН МАТВІЙОВИЧ

доктор технічних наук, професор,
заслужений винахідник України, академік
Інженерної академії України

24.01.1940-19.03.2019

Учений в галузі машинобудування та прикладної механіки, засновник та керівник наукової школи «Розробка технологічних методів покращення параметрів машинних комплексів на основі застосування гвинтових механізмів».

Нагороджений у 2015 р. орденом «За заслуги» III ступеня, у 2008 р. відзнакою МОН України «За наукові досягнення», депутат обласної ради народних депутатів (1999-2003 рр.).

Закінчив Львівський сільськогосподарський інститут у 1962 році, аспірантуру Української сільськогосподарської академії у

1971 році. В цьому ж році захистив кандидатську дисертацію на тему: «Розробка і дослідження дозаторів сипких матеріалів», науковий керівник академік Василенко П.М.; в 1987 р. - докторську дисертацію на тему: «Науково-прикладні основи проектування гвинтових транспортних механізмів машин». У 1974 р. присвоєно вчене звання доцента, а у 1988 році професора за кафедрою технології машинобудування. Один із фундаторів та перший голова спеціалізованої ради із захисту дисертацій за спеціальністю 05.20.04 (1991 р.), фундатор та голова спеціалізованої ради із захисту кандидатських дисертацій за спеціальностями 05.02.08; 05.03.01; 05.05.05 (2002 р.).

Основні етапи професійної діяльності

1962-1968 рр. - інженер, начальник інструментального цеху Тернопільського комбайнового заводу;

1971-1977 рр. - асистент, доцент кафедри технології машинобудування Тернопільського філіалу Львівського політехнічного інституту;

1977-1991 рр. - завідувач кафедри технології машинобудування ТФЛПІ;

1991-1994 рр. - проректор з наукової роботи Тернопільського приладобудівного університету;

1994-2015 рр. - завідувач кафедри технології машинобудування (ТПІ, ТДТУ), кафедри технології машинобудування та автомобілів та кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя;

2015-2019 рр. - професор кафедри автомобілів ТНТУ.

Основні наукові напрямки - теорія взаємодії гвинтових робочих органів із робочим середовищем, наукові основи формоутворення гвинтових робочих органів та розробка відповідних технологічних процесів їх виготовлення, синтез та створення нових конструкцій гвинтових транспортно-технологічних систем машин і їх приводів, обґрунтування та оптимізація їх параметрів, розробка технологічних процесів виготовлення деталей для автомобільної та сільськогосподарської техніки.

Підготував 3-х докторів і більше 35 кандидатів наук. Є автором 22 монографій та підручників, біля 500 наукових публікацій та більше 300 авторських свідоцтв на винаходи бувшого СРСР та патентів України. Результати досліджень та розробки впроваджені більш ніж на сотні підприємств України та за кордоном.