

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя

Збірник
тез доповідей

XIV
НАУКОВОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ
Тернопільського національного технічного
університету імені Івана Пулюя

МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО ТА
МАШИНОБУДУВАННЯ



27-28 жовтня 2010 року

ТЕРНОПІЛЬ, УКРАЇНА

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя

Збірник
тез доповідей

XIV
НАУКОВОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ
Тернопільського національного технічного
університету імені Івана Пулюя

МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО ТА
МАШИНОБУДУВАННЯ



27-28 жовтня 2010 року

ТЕРНОПІЛЬ, УКРАЇНА

ПРОГРАМНИЙ КОМІТЕТ

Голова: П. Ясній – д.т.н., проф., ректор.

Заступник голови: Р. Рогатинський – д.т.н., проф.

Вчений секретар: В.Дзюра – к.т.н., ст. викл.

Члени: д.ф.-м.н., проф. О.Шаблій, д.т.н., проф. І. Луців, д.т.н., проф. В.Андрійчук, д.е.н., проф. Б.Андрушків, д.п.н., проф. Н.Буняк, д.т.н., проф. Б.Гевко, д.ф.-м.н., проф. Л.Дідух, к.ф.н., доц. А. Довгань, д.т.н., проф. П.Євтух, к.т.н., доц. О.Закалов, д.е.н., доц. Н.Кирич, д.ф.-м.н., проф. В.Кривень, к.п.н., доц. В.Кухарська, к.ф.н., проф. В. Лобас, к.т.н., доц. А.Лупенко, к.т.н., доц. С.Мацюк, к.ф.н., проф. В. Ніконенко, к.т.н., доц. М.Паламар, д.т.н., проф. М.Підгурський, к.т.н., доц. А.Пік, д.т.н., проф. М.Пилипець, д.т.н., проф. М. Приймак, к.т.н., проф. Я.Проць, д.т.н., проф. Т.Рибак, д.т.н., проф. П.Стухляк, д.іст.н., доц. Я. Стоцький, к.е.н., проф. Р.Федорович, к.ф.-м.н., доц. Б.Шелестовський, д.б.н., проф. В. Юкало, д.т.н., доц. Б.Яворський, нач. ЦМС к.т.н., доц. В.Лазарюк, нач. відділу ПЛІР О.Дубик.

Адреса оргкомітету: ТНТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, 46001,

тел. (0352) 251686, факс (0352) 254983

E-mail: volodymyrdzyura@gmail.com

НАПРЯМКИ РОБОТИ КОНФЕРЕНЦІЇ

- Математичне моделювання і механіка.
- Машинобудування.
- Інформаційні технології.
- Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва.
- Матеріалознавство, міцність матеріалів і конструкцій.
- Електротехніка та світлотехніка.
- Імовірнісні моделі біофізичних сигналів і полів та обчислювальні методи і засоби їх ідентифікацій.
- Математика.
- Фізика.
- Хімія. Хімічна, біологічна та харчова технології.
- Обладнання харчових виробництв.
- Менеджмент у виробництві та соціальній сфері.
- Економіка та підприємництво.
- Гуманітарні науки.

Секція: **МАШИНОБУДУВАННЯ**

Керівники: **проф. І. Луців, проф. Б. Гевко, проф. М. Пилипець**

Секретар: **доц. В. Васильків**

УДК 631.356.2

Б. Бригадир, С. Пилипець

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ЗМІЦНЕННЯ ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Існує група важко навантажених деталей до яких в процесі роботи пред'являються високі вимоги за глибиною зміцненого шару (до 10 мм і вище). Бажано, щоб перехід від зміцненої області до незміцненої був плавним і не являвся додатковим концентратором напруги, щоб уникнути відшаровування зміцненої поверхні при дії на деталь циклічних навантажень. Таким чином, для названої групи важко навантажених деталей відповідно до вимог, що пред'являються до їх робочої поверхні необхідно підібрати найбільш ефективний метод зміцнюючої обробки. В даний час відома велика кількість способів підвищення експлуатаційних характеристик деталей машин. Для підвищення довговічності і несучої здатності важко навантажених транспортних деталей, використовується методи зміцнення поверхневою пластичною деформацією (ППД). Зміцнення виконується з метою підвищення опору втомі і твердості поверхневого шару металу і формування в поверхневому шарі напруги стискування, а також регламентованого мікрорельєфу. Зміцнюючу обробку ППД застосовують на фінішних операціях технологічного процесу, замість або після термообробки, і часто замість абразивної або викінчувальної обробки.

Цікавим для зміцнення поверхневих шарів деталей є метод статико – імпульсної обробки (СІО), це новий вид обробки поверхневою пластичною деформацією, що відрізняється способом підведення енергії в зону деформації. СІО є вдосконаленим процесом ударної чеканки - впорядкованої ударної дії на зміцнювану поверхню. Виконується спеціальними бойками за допомогою механізованого інструменту. Нами запропоновано пристрій для статико-імпульсної обробки поверхонь виконаний у вигляді корпусу на зовнішній частині якого за допомогою кріпильної планки встановлено деформуючі елементи. Деформуючі елементи виконані у вигляді витків сталюї пружини подвійної навивки із дроту круглого січення з внутрішніми опорними і зовнішніми робочими витками. Внутрішні опорні витки закріплені в корпусі, а зовнішні робочі витки контактують з оброблювальною поверхнею. У внутрішній частині деформуючих елементів встановлено скобу імпульсного генератора який розміщений на осі.

Робота пристрою для статико-імпульсної обробки здійснюють на свердлильних або фрезерних верстатах. У шпинделі верстату встановлюють інструмент і надають йому обертовий рух V_i . Заготовку закріплюють на столі верстату. Після чого пристрій підводять до оброблюваної поверхні із забезпеченням попереднього натягу за рахунок якого зовнішні робочі витки знаходяться в стані статичного підтиску. Після чого включають імпульсний генератор, який через скобу передає на зовнішні робочі витки імпульс, що формує динамічну складову сили деформації, яка інтенсифікує процес поверхневого пластичного деформування і зміцнює поверхневий шар оброблюваної поверхні. Одночасно пристрій отримує обертовий рух, що забезпечує можливість обробки та виходжування за всією поверхнею.

Запропонований пристрій розширює технологічні можливості поверхневої пластичної деформації завдяки використанню оригінальної конструкції деформуючих елементів і дозволяє керувати глибиною зміцненого шару, ступінню зміцнення і мікрорельєфом поверхні, а також підвищує продуктивність і точність обробки.

ПОШУК РАЦІОНАЛЬНОЇ ПОСЛІДОВНОСТІ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ НА ОСНОВІ МЕТОДУ УНІФІКАЦІЙНОГО СИНТЕЗУ

Одним із ефективних методів пошуку раціональної послідовності механічної обробки деталі є уніфікаційний синтез. В його основі покладений принцип представлення інформації про технічні системи у вигляді символів, які кодують інформацію про структурні елементи та їх взаємозв'язки. Розглянемо приклад (рис. 1). Повний І/АБО граф послідовності обробки представлено на рис. 2.

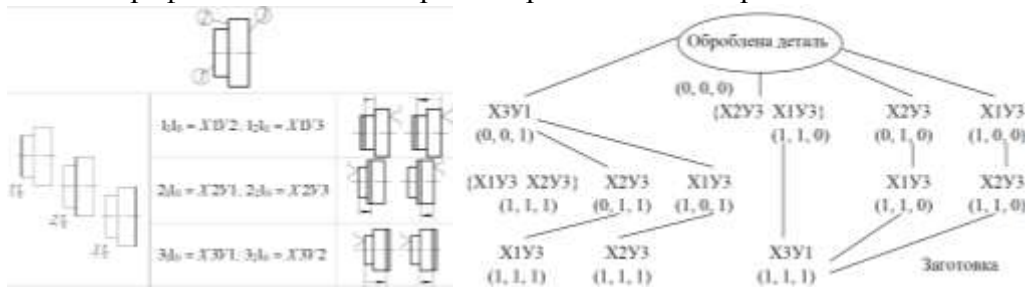


Рис 1. Схема елементів процесу обробки деталі Рис. 2 Фрагмент І/АБО графу обробки деталі

Структура оброблюваних поверхонь може бути записана на основі ХУ-хромосом:

$$S = \begin{pmatrix} 1_{10} & 1_{20} \\ 2_{10} & 2_{20} \\ 3_{10} & 3_{20} \end{pmatrix}, \text{ або } S_{XY} = \begin{pmatrix} X1V2 & X1V3 \\ X2V1 & X2V3 \\ X3V1 & X3V2 \end{pmatrix} \quad (1)$$

де $1_{10}, 1_{20}$ - коди альтернативних варіантів обробки поверхні 1, які відрізняються У-хромосомами; $2_{10}, 2_{20}$ - коди альтернативних варіантів обробки поверхні 2, які відрізняються У-хромосомами і т.д.

Задача синтезу може здійснюватись в різних напрямках: а) ланцюговий метод: здійснюється пошук послідовності елементів, які відрізняються Х-хромосоною, при цьому, номер Х-хромосоми наступного елемента рівний У-хромосомі попереднього $X1V2 \otimes X2V3 \otimes X3V1, X1V3 \otimes X3V2 \otimes X2V1$, де \otimes - оператор послідовної дії, який має зміст "потім"; б) метод кластеризації: здійснюється пошук послідовності елементів, які відрізняються Х-хромосоною, при цьому послідовність містить кластери хромосом, які характеризуються однаковою У-хромосоною: $\{X1V3 \oplus X2V3\} \otimes X3V1, (X1V3 \oplus X2V3) \otimes X3V2, X1V2 \otimes (X2V1 \oplus X3V1); (X1V2) \otimes X2V3 \otimes (X3V2), (X1V2 \oplus X3V2) \otimes X2V3$, де в дужках позначені елементи об'єднані в кластер, який відповідає переходам механічної обробки; \oplus - оператор паралельної дії, який має зміст "одночасно". Використавши правила перестановки хромосом [1], у відповідності із принципами базування при механічній обробці, одержимо: $X3V1 \otimes X2V3 \otimes X1V2, X3V2 \otimes X2V1 \otimes X1V3, (X3V2) \oplus X2V3 \oplus (X1V2) \otimes (X3V2 \oplus X1V2) \otimes X2V3, (X3V1 \oplus X2V1) \otimes X1V2, (X3V1 \oplus X2V1) \otimes X1V3, X3V1 \otimes (X1V3 \oplus X2V3) \otimes X3V2 \otimes (X2V3 \oplus X1V3)$. Враховуючи принцип єдності і постійності баз і відкинувши варіанти із хромосомами $X1V2, X3V2, X2V1$, одержимо: $(X1V3 \oplus X2V3) \otimes X3V1$; або $X3V1 \otimes (X1V3 \oplus X2V3)$, або $(X3V1 \oplus X2V1) \otimes X1V2$. Враховуючи систему координат верстату, перевагу можна надати другому варіанту. Цю задачу можна вирішити простіше, якщо у матриці (1) одразу відкинути згадані елементи.

Література.

1. Васильків В. Використання логіки антонімів при моделюванні інноваційних технічних систем і у задачах їх синтезу / В.Васильків, М.Левкович, П.Босюк // Обчислювана математика і математичні проблеми механіки. - Львів: ІППММ ім.Я.С. Пістригача НАН України. - 2009. - С.252-255.

СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

Для підвищення надійності і довговічності ГГК секційні робочих органів (РО) необхідно профілювати в поздовжньому напрямку, щоб торцеві діаметри секцій були меншими ніж в проміжку між ними. Це буде сприяти тому, що кінці секцій при роботі конвеєрів на криволінійних трасах не будуть вискоблювати рукави і не забруднюватимуть матеріал який транспортують, а також підвищення експлуатаційної надійності і довговічності пар тертя ГГК.

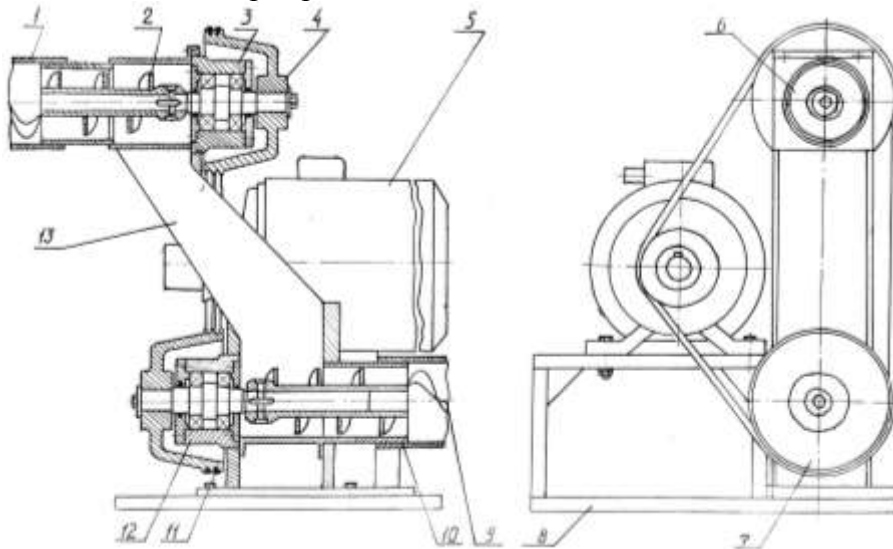


Рисунок 1. Стенд для дослідження характеристик гвинтових конвеєрів

Крім цього для дослідження втрат продуктивності і енерговитрати ГГК було спроектовано і виготовлено стенд, який зображено на рис.3.8. Де приведена конструкція ГГК з пересипом, який складається з пересипного рукава 13, у верхній частині якого кріпиться завантажувальний блок 6 стенда. Останній складається з приводного вала з шківом 4 встановлено на підшипниках в корпусі 3, а на вільному кінці приводного вала консольно закріплено завантажувальну спіраль 2. В нижній частині пересипного рукава 13 кріпиться розвантажувальний блок, що складається з приводу 7 з підшипника і приводного вала, на кінці якого жорстко кріпиться розвантажувальна спіраль 9. Завантажувальна 2 і розвантажувальна 9 спіралі довжиною по 6 м і діаметром 0,1м встановлені в гнучких рукавах 1 і 10. Обертний рух завантажувальний і розвантажувальні шнеки одержують від електродвигуна 5 клинопасовою передачею.

Робота ГГК здійснюється наступним чином. Після виконання відповідних підготовчих операцій вмикають привід і спіраль 2 завантажувального блока подає сипкий матеріал з насипної купи або ємкості в пересипний патрубок 13 і далі на вхідний кінець розвантажувальної секції до виходу в призначене місце. Привід конвеєра здійснює електродвигун потужністю 1,5кВт. або від ВВП трактора.

В результаті експериментальних досліджень встановлювали продуктивність гвинтового конвеєра в залежності від конструктивних параметрів, профілю секцій робочих органів, кількості обертів, кроку секцій та інших параметрів.

НОВИЙ ТИП ГНУЧКОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ СІПКИХ МАТЕРІАЛІВ

Гнучкий канатний конвеєр зображено на рис. 1, який виконано у вигляді U-подібної труби 1 круглого поперечного січення, в яку встановлено гнучкий канат 2, по довжині якого рівномірно з заданим кроком встановлено круглі подаючі диски 3, які з двох сторін жорстко підтиснуті і закріплені до каната кріпильними втулками 4, за допомогою болтів 5. На вході в U- подібну трубу, в площині руху гнучкого каната, жорстко встановлена спеціальна приводна зірочка 6, з можливістю кругового провертання, яка виконана у вигляді диска в якому рівномірно по колу виконані U-подібні пази 7. Спеціальна приводна зірочка жорстко встановлена на приводному валу 10 редуктора з маточиною 11. На виході U- подібної труби жорстко встановлена направляюча зірочка 12 на валу 13. Зверху траси U-подібної труби на вході встановлено бункер 14 з регулювальним шибером 15 і сипким матеріалом 16, який необхідно транспортувати.

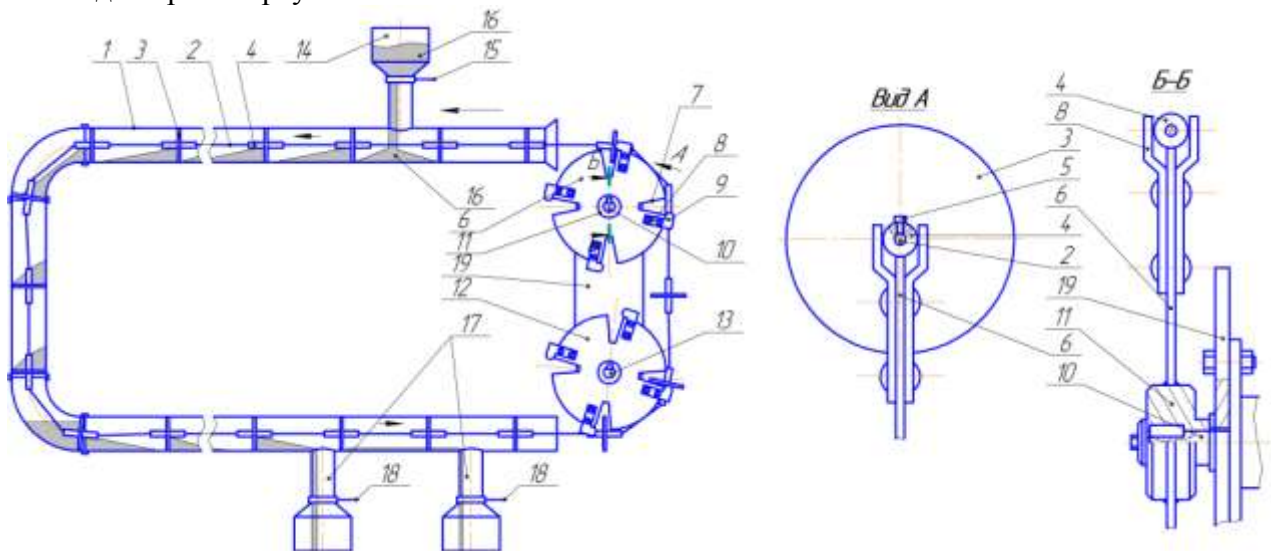


Рис.1 Гнучкий канатний конвеєр

Знизу траси U-подібної труби встановлені вивантажувальні патрубки 17 з шиберами 18 для вивантаження сипкого матеріалу в певних дозах згідно технічних вимог. Робота гнучкого канатного конвеєра здійснюється наступним чином. Сипкий матеріал з бункера з відкритим шибером поступає в U-подібну трубу. Включають привід і гнучкий канатний робочий орган з сипким матеріалом переміщається згідно стрілки до вивантажувальних патрубків. Шибері відкривають на необхідну величину, згідно технічних вимог. Після закінчення подачі сипкого матеріалу конвеєр зупиняється і виключається привід.

До переваг конвеєра відноситься розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

СПОСІБИ ОБРОБЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС З ВНУТРІШНІМ ЕЛІПТИЧНИМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

Спосіб оброблення зубчастих коліс з внутрішнім еліптичним зачепленням здійснюється на зубодовбальному верстаті, на столі 1 якого жорстко закріплена заготовка 2, з внутрішнім контуром 3. Останній виконано у вигляді двох геометричних фігур – два внутрішні півкола 4 з зубчастим зачепленням, які розміщені концентрично на кінцях видовженого діаметра еліпса, які з'єднані між собою криволінійними або прямолінійними зубчастими рейками 5, які з'єднані між собою криволінійним зачепленням з великим радіусом еліпса, зуби 6 яких мають профіль зубчастих зачеплень на півколах 4 з допустимим відхиленням. Оброблення зубчастого профілю 3 здійснюється на зубодовбальному верстаті з ЧПК за допомогою довб'яка 7, який має вертикальні зворотно - поступальні рухи з радіусними поворотами навколо своєї осі згідно профілю внутрішнього еліпсного зачеплення, який працює згідно заданої програми. Стіл зубодовбального верстата жорстко під'єднаний до системи ЧПК і компютера 8 з можливістю поздовжнього і поперечного переміщення.

В нижній частині заготовки 2 виконана внутрішня ступінчата частина 9 для вільного виходу довб'яка і стружки з зони різання.

Спосіб реалізується наступним чином. Після встановлення і закріплення заготовки до внутрішнього контуру 3 підводять довб'як 7 і виставляють його згідно технічних умов технологічного процесу. Включають верстат і згідно програми ЧПК здійснюють обробку внутрішнього еліпсного зубчастого зачеплення, де профіль зубів 6 на перехідних ділянках еліпса 3 буде мати інший профіль в межах допуску.

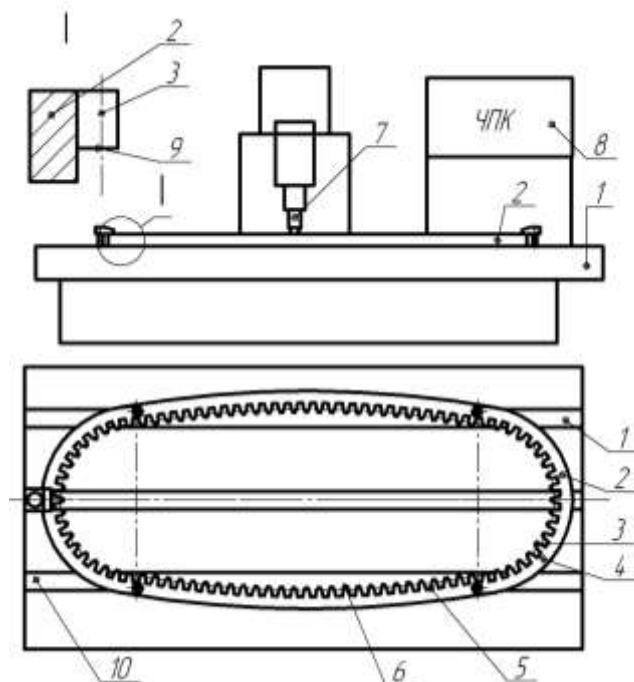


Рис. 1. Спосіб виготовлення зубчастих коліс з внутрішнім еліптичним зачепленням

Після закінчення процесу оброблення довб'як 7 відводять у вихідне положення, готову деталь знімають з верстату і на її місце встановлюють наступну заготовку.

Інший спосіб виготовлення внутрішніх зубчастих еліптичних зачеплень можна здійснювати пальцевою фрезою, зовнішній профіль якої відповідає профілю западин між зубами.

До переваг способів відноситься розширення технологічних можливостей виготовлення зубчастих коліс з внутрішнім зачепленням на криволінійних і еліптичних ділянках поверхонь деталей машин.

ДОРН ДЛЯ КАЛІБРУВАННЯ ГАРТОВАНИХ ШПОНКОВИХ ПОВЕРХОНЬ

Після термічної обробки високої твердості заготовки $HRC > 40$ стає не можливою обробка стандартним лезвійним інструментом, а застосування абразивної обробки є малодоцільним через конструктивну складність заготовки. З цією метою було розроблено збірний дорн з пластинками з твердого сплаву Т30К4 для оброблення наскрізного отвору із двома прямобічними шпоночними пазами після гартування рис. 1. Цей метод оброблення, хоча і досить таки вартісний, через дороговизну твердосплавних пластинок, але є високопродуктивним з періодом стійкості в два рази вищим ніж в протяжки при цих же параметрах.

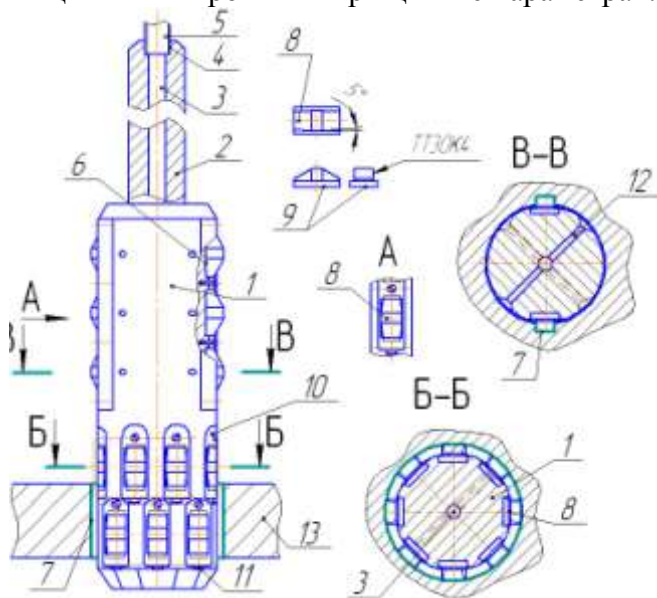


Рис. 1. Дорн для калібрування гартованих шпонкових поверхонь

Дорн для калібрування прямих внутрішніх пазів виконана у вигляді ступінчатої оправки 1 з хвостовиком 2 з центральним отвором 3, з верхнього кінця якого нарізана різь 4 для з'єднання з трубкою 5 системи змащення. Верхня робоча частина оправки 1 виконана у вигляді конусних гнізд 6 по її довжині, які розміщені рівномірно по колу по довжині оправки і їх стільки скільки є шпонкових пазів 7. Параметри гнізд є у взаємодії з нижньою основою 9 твердосплавних пластин 8, яка по ширині є більшою робочої частини. Верхня робоча частина твердосплавних пластин є у взаємодії з отворами сепаратора 10, які

жорстко кріпляться до робочої частини оправки 1 гвинтами. Верхній торець сепараторів виконаний у вигляді гострого кута 11, якими вони впираються у відповідні виступи робочої частини оправки. Центральний отвір 3 виконаний глибиною до середини крайнього твердосплавного елемента. Крім цього напроти середини твердосплавних елементів 8 по довжині оправки через один виконані радіальні отвори 12, які з'єднані з осьовим отвором 3. Причому ці радіальні отвори по сусідству зміщені через один твердосплавний елемент.

Робота дорна здійснюється наступним чином. Дорн вертикально встановлюється на пресі, під'єднується до труби 5 системи змащення і закріплюється. Заготовка 13 встановлюється на стіл пресу відомим способом і центрується конусною частиною дорна. Після закріплення заготовки і виставлення твердосплавних елементів 8 напроти гартованих шпонкових пазів 7, які в процесі термообробки втратили точність, включають верстат і систему змащення і здійснюють їх дорнування. Після завершення процесу дорнування заготовку знімають з пресу, а на її місце встановлюють іншу. Процес змащення значно зменшує зусилля дорнування і сприяє покращенню технологічного процесу оброблюваних деталей.

УДК 631.3.01

Ю. Капаціла

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

РОЗРОБКА ЗАГАЛЬНИХ ПРИНЦИПІВ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

Створення нової техніки в сучасних умовах неможливе без використання інформаційних технологій. Потужний машинний парк і велика кількість відповідного програмного забезпечення дозволяють значно підвищити ефективність виконання проектних робіт. Однією з переваг автоматизованого проектування є робота з великими масивами даних і можливість проведення великої кількості обчислень, що особливо актуально при вирішенні задач оптимізації. При оптимальному проектуванні гвинтових конвеєрів на різних рівнях необхідно систематично враховувати всі фактори, які здійснюють суттєвий вплив на об'єкт проектування, і вести цілеспрямований, планомірний пошук кращого варіанту рішення, використовуючи системний підхід, тобто об'єкт і процес проектування розглядати як систему, яка взаємодіє із суміжними системами і оточуючим середовищем.

Методика оптимального проектування і виготовлення гвинтових конвеєрів передбачає виконання таких етапів:

- формування задачі в загальному вигляді і обґрунтування необхідності її вирішення;
- уточнення задачі;
- виконання похідних задач;
- пошук і прийняття рішень;
- конкретизація рішень;
- розробка конструкції;
- перевірка результатів роботи;
- внесення змін і корегування параметрів;
- розробка оптимального техпроцесу і технологічної документації для виготовлення і складання;
- розробка експлуатаційної документації;
- вибір методів діагностики і ремонту.

Перед синтезом конструкції гвинтового конвеєра необхідно виконати класифікацію приводів, робочих органів і всієї системи в цілому, визначити методи вибору кращого варіанту рішення на кожному етапі проектування, уточнити критерії оптимізації і обмеження, визначити методи пошуку технічних рішень і при потребі розробити нові, розробити загальний і часткові алгоритми оптимального проектування.

Далі задача проектування вирішується багатоциклічно: вибирається принцип роботи: по змінній чи постійній трасах транспортування; вибирається структура конвеєра; розробляється конструкція конвеєра і визначаються її основні параметри і на цій основі виконується аналіз і паралельне порівняння декількох варіантів – вибір оптимального рішення.

Реалізація викладеної методики можлива при наявності відповідного математичного забезпечення, підтвердженого експериментальними дослідженнями. Крім того, ефективність проектування значно підвищується при використанні бази даних технічних рішень виконаних раніше проектів.

ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ СХЕМИ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ВІБРОАБРАЗИВНОГО ОБРОБЛЕННЯ

Якість продукції машинобудівного виробництва є найбільш об'єктивним і узагальнюючим показником науково-технічного прогресу, рівня організації виробництва, культури і дисципліни праці. Як відомо, забезпечення якості виробів, нерозривно пов'язано з опорядженням і зачищенням. Частка цих робіт сягає 25 – 30% загальної трудомісткості виготовлення виробів. Враховуючи зростання вимог до якості виробів, що випускаються, є всі підстави вважати, що цей показник стане ще більшим.

Існуючий рівень технологічного оснащення операцій опоряджувально-зачищувальної обробки на багатьох підприємствах, значно нижчий рівня оснащення спряжених технологічних операцій. Такий стан технології і технологічних засобів свідчить про актуальність задач механізації та автоматизації операцій опорядження та зачищення. Одним із шляхів досягнення цієї мети є впровадження вібраційних технологій та обладнання для їх реалізації.

Віброабразивна обробка деталей може включати дві операції: віброшліфування і віброполірування.

Віброшліфування виконується в абразивному наповнювачі, у якості якого застосовуються уламки шліфувальних кругів, мінералокераміка, скляні кулі тощо. Процес обробки протікає з застосуванням різних хімічно активних розчинів, при різних режимах роботи віброустановки і при різній тривалості циклу обробки.

Як показали результати експериментальних досліджень з оброблюваності деталей типу «планка», «диск», віброшліфування забезпечує одержання шорсткості поверхні, що відповідає $Ra\ 1,25\dots 0,63$ мкм. Подальше зменшення шорсткості (до $Ra\ 0,32$ мкм) методом віброшліфування пов'язано з необхідністю застосування абразивних матеріалів з меншою зернистістю, «м'яких» режимів обробки і приводить до значного збільшення тривалості циклу обробки. Це не тільки знижує техніко-економічні показники процесу, але і робить метод віброобробки економічно недоцільним.

У цих випадках доцільним є застосування віброполірування. Віброполірування є заключним процесом віброобробки деталей і виконується в середовищі загартованих полірованих сталей куль діаметром $4,0\dots 5,0$ мм із додаванням хімічно активних розчинів.

Особливістю віброполірування деталей є покращення чистоти поверхні, що досягається головним чином, за рахунок розкочування мікронерівностей поверхні великою кількістю ударів сталей куль, що утворюють при цьому лунки, розміри яких залежать від розміру і маси куль, а також і від режимів роботи вібраційної установки. Тому для віброполірування застосовуються лише поліровані кулі правильної геометричної форми, що не мають слідів корозії або механічних пошкоджень. При виборі розмірів куль приймають до уваги конструктивні особливості деталей, які обробляють: наявність отворів, прорізів, кишень, порожнин і пазів. Вибір діаметра куль слід виконувати з таким розрахунком, щоб не відбувалося їх заклинювання в отворах і пазах, для чого вони повинні бути або трохи більшими розмірів цих пазів і отворів, або значно меншими.

Для зменшення шорсткості сталей загартованих деталей і одержання дзеркальної поверхні, необхідне проведення електрохімічного полірування.

ПРИСТРІЙ ДЛЯ ШЛІФУВАННЯ СФЕРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ

Збільшення точності і швидкохідності механізмів і машин ставить завдання підвищення технічних вимог до виготовлення вузлів із застосуванням кульок, від міри точності яких залежать надійність, довговічність, віброакустичні і інші характеристики механізмів. У зв'язку з цим подальше вдосконалення методів обробки кульок, а також дослідження і впровадження нових прогресивніших методів представляє вельми актуальне завдання в сучасному виробництві.

Перспективними в цьому плані є роботи по використанню нових швидкісних процесів шліфування кульок, в яких підвищення продуктивності устаткування і якості обробленої поверхні досягається збільшенням числа ступеней вільності кульки в робочій зоні.

Пристрій для шліфування сферичних поверхонь зображено на рисунку 1, він виконаний у вигляді корпусу 1, зверху до вікна якого жорстко закріплено бункер 2 з заготовками кульок 3. В корпусі виконано центральний отвір 4, який є у взаємодії з кульками з можливістю їх осевого переміщення. На виході цього отвору кульки 3 є у взаємодії з двома щупами 5, які під'єднані до комп'ютера 6. Своїми лівими торцями кульки є у взаємодії з торцем шліфувального круга 7. Знизу в корпусі 1, на проти отвору 4 виконано вікно 8, яке закрито кришкою 8 з пружиною стиснення 9 і собачкою 10, яка тросом під'єднана до пульта керування (на кресленні не показано). Кульки 3 в отворі 4 підтиснуті плунжером 11 з пружиною 12, а з правого торця корпуса встановлено ноніус 13 зі шкалою 14. Крім цього ноніус 13 з'єднаний з плунжером і комп'ютером 6, який подає команду налагодчику про необхідні регулювання.

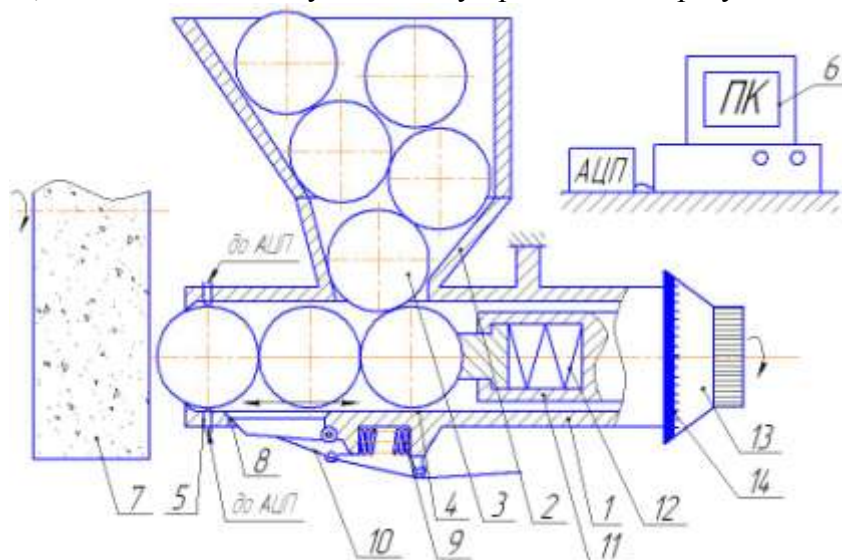


Рис. 1. Пристрій для шліфування сферичних поверхонь

Робота пристрою здійснюється наступним чином. Кульки 3 засипаються в бункер 2, попадають в отвір 4, підтискуються торцями до шліфувального круга 7, який обертається і здійснює шліфування по всій сферичній поверхні. Для шліфування інших типорозмірів в отвір 4 встановлюють іншу трубу, що полегшує його переналадку на інші типорозміри.

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ У ПРИВОДІ ІЗ ЗАПОБІЖНО-КОМПЕНСУЮЧОЮ МУФТОЮ

Паралельно з передачею обертового руху та захисту від перевантаження запобіжно-компенсуючі муфти виконують функції компенсації зміщень з'єднаних валів, амортизації поштовхів, ударних навантажень та вібрацій.

Під час розрахунку основними інерційно-силовими параметрами приводів машин є моменти інерції елементів приводу J_1, J_2, J_3, J_4, J_5 та відповідні навантаження у вигляді моментів T_δ і T_o , що створюються двигуном та робочим органом. При передачі обертового моменту, при відповідній жорсткості C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 елементів приводу та муфти, під дією моментів T_δ і T_o , відбувається певна пружна деформація складових системи, яка характеризується кутами закручування $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$.

Процес функціонування муфти в приводі можна умовно поділити на два основних етапи, які характеризують рух системи. Перший етап характеризується найсприятливішими умовами роботи, коли навантаження стабільне і площа плями контакту кульок з поверхнями пазів є максимальною. Другий етап характеризується наростанням навантаження з боку двигуна або робочого органу, внаслідок чого, оскільки муфта є найподатливішою ланкою приводу, відбувається зміна різниці кутів закручування до певного значення $\varphi_2 - \varphi_3 = \varphi_{max}$ у випадку $T_\delta > T_o$ або у випадку, коли $T_\delta < T_o$ тоді $\varphi_3 - \varphi_4 = \varphi_{max}$, тобто до певного значення сумарного кута закручування муфти при якому відбувається розімкнення кінематичного ланцюга приводу внаслідок радіального переміщення кульок у посадочних отворах і втрати контакту з поверхнями пазів обойми.

Щоб описати ці перехідні процеси, потрібно встановити умову рівноваги пари контакту пружина-кулька-паз. Замінивши значення сили тиску пружини рівноцінним значенням її жорсткості і деформації та виразивши силу тертя через колову силу з урахуванням сили тертя амортизуючої пружини, отримаємо умову рівноваги елементів зачеплення півмуфти

$$m_k \ddot{y} + \sum_{i=1}^z C_i y = P_k (\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f) - m_k \omega_n^2 (R_o - \Delta'_n) - \sum_{i=1}^z C_i \Delta'_o - \lambda_o C_2 f_A, \quad (1)$$

де m_k – маса кульки; C_1, C_2 – відповідно жорсткості підтискнутої і амортизуючої пружин; α – кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею паза; ρ – зведений кут тертя в парі контакту кулька-паз; ω_n – поточна кутова швидкість обертання півмуфти; R_o – початковий радіус розміщення кульок; Δ'_o, Δ'_n – відповідно величина початкової і поточної деформації пружини; f – коефіцієнт тертя між кулькою та стінками посадочного отвору; λ_o – осьова деформація пружини; y – радіальне переміщення кульки; f_A – коефіцієнт тертя амортизуючої пружини.

Використовуючи вище наведену рівність можна провести розрахунок навантаження яке діє як на муфту. Також встановлено, що наявність амортизуючої пружини незначно впливає на зміну величини обертового моменту. При зміні осьової деформації амортизуючої пружини внаслідок неспіввісності, через рівні інтервали наростання кутової швидкості приводу, збільшення величини обертового моменту протягом всього змінного інтервалу кутової швидкості, не перевищує 5,2%.

ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИКИ ПЕРЕМІЩЕННЯ ФЛАКОНА ВЗДОВЖ КОСОЇ НАПРЯМНОЇ

За випадків детермінованих підходів процеси розформування масивів тари базуються на певних закономірностях за рахунок, наприклад, жорстких кінематичних зв'язків і послідовностей у виконанні окремих операцій. Недетерміновані підходи визначаються непрогнозованою послідовністю взаємодій між виробами, між виробом та бічними напрямними, рухомими та нерухомими упорами і т.д. Але у цьому випадку, необхідно знайти такі конструктивні рішення, які б реалізовували задану пропускну здатність. У зв'язку з цим є актуальним питання встановлення оптимальних кінематичних параметрів при використанні двопотокових ТТС, підвищення стабільності транспортування і зменшення питомої енергоємності та витрат на ремонт, забезпечуючи необхідну продуктивність.

На етапі розподілу з подільником потоку з використанням додаткового конвеєра, рух флакона контактує з опорною площиною за дугою кола і одночасно здійснює обертальний рух з частотою ω та поступальний рух зі швидкістю центра мас [1].

На рис. 1 представлено розрахункову схему для визначення рушійного моменту та моменту сил тертя опору з опорною площиною.

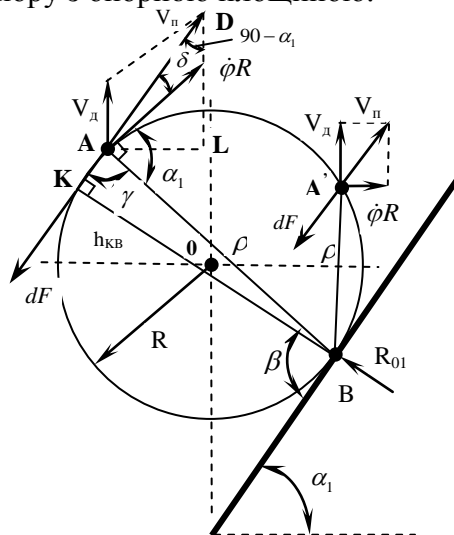


Рис. 1. Розрахункова схема для визначення параметрів руху флакона на подільнику потоку

.Отримано рівняння руху флакона на подільнику потоку:

$$I\ddot{\varphi} = M_{\text{дор}} = \frac{2f_1mg}{\pi} \int_0^{\frac{3}{4}\pi - \alpha_1} \sin^2(\beta) \cdot \sin\left(90^\circ - \arcsin\left(\frac{V_a \cdot \cos(\alpha_1)}{\dot{\varphi}R}\right)\right) \cdot d\beta - f_1R_{01}, \quad (1)$$

де $M_{\text{руш}}$ - значення моменту рушійної сили, R_{01} - реакція бічної напрямної, f_1 - коефіцієнт тертя кочення.

Розв'язання рівняння (1) виконується за початкових умов:

$$t_{(d)} = 0; \varphi_{(d)} = 0; \dot{\varphi}_{(d)} = 0. \quad (2)$$

Рівняння руху (1) розв'язано методом послідовних наближень, задавши величину $\dot{\varphi}$.

Література.

1. Патент 70461А. Україна МПК 7 В65В5/10. Пристрій для розподілу потоку виробів / Кравець Н.О., Рогатинський Р.М. - №2003098777; заявл. 26.09.2003; опубл. 15.10.2004, Бюл. №10.

УДК 621.81

* Н. Кравець, ** Р. Івасечко

(* Тернопільський державний медичний університет,

** Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

КОНВЕЄР ДЛЯ ЗАПОВНЕННЯ ЛІКАРСЬКИХ ПРЕПАРАТІВ В БАНКИ

Важливими елементами транспортно – технологічних комплексів є конвеєри різного службового призначення.

На рис. 1 зображено конвеєр для заповнення лікарських препаратів в банки виконано у вигляді замкнутого пластинчастого транспортера, який встановлено на рамі 1 у вигляді замкнутого привідного ланцюга 2, черв'ячного редуктора 3 з електродвигуном та барабанів 4 і 5. Елементи ланцюга виконані у вигляді Т - подібних пластин, які зі сторони привідного колеса редуктора 3 і барабанів 4 та 5 виконані у вигляді видовжених півкруглих виступів 6. Виступи є у взаємодії з відповідними впадинами привідного колеса редуктора 3 і барабанів 4 і 5 транспортера. З зовнішньої сторони ланцюг виконано прямокутної форми, до якого жорстко прикріплені U – подібні пластини 7 для встановлення ємкостей під препарати.

Гвинтова спіраль черв'яка в черв'ячному редукторі є у взаємодії з привідним його колесом та через ланцюг з барабанами 4 і 5. Колесо черв'ячного редуктора виконано збірним з двох бокових циліндричних дисків між якими встановлені циліндричні ролики.

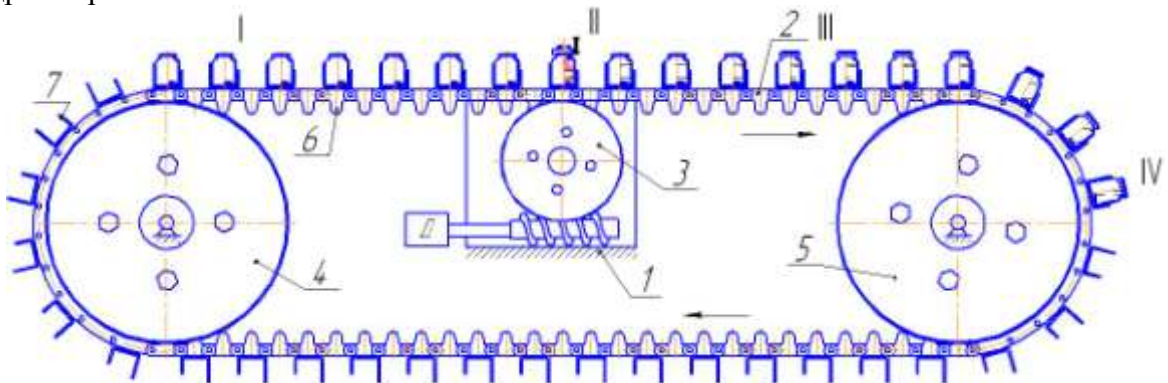


Рис. 1 Конвеєр для заповнення лікарських препаратів в банки

Робота конвеєра здійснюється наступним чином. Від електродвигуна рух передається на через черв'ячний редуктор 3, який в свою чергу приводить до переміщення ланцюга 2 вправо. Натяг ланцюга здійснюється барабанами 4 і 5. Завантаження пустих банок здійснюється в зоні I і по ходу технологічного процесу переміщуються банки в зону II заповнення препаратом, після заповнення поступають в зону III, де закривають та герметизують заповнені банки. В зоні IV їх вивантажують і транспортують.

До переваг конвеєра слід віднести безперервність переміщення банок, завантаження і розвантаження без зупинок, висока продуктивність, велика довжина транспортування, високий ступінь автоматизації, забезпечення умов безпеки праці, високі техніко-економічні показники.

ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ БАГАТО РІЗЦЕВИХ РОЗТОЧНИХ ГОЛОВОК З ОДНОЧАСНИМ ПОДІЛОМ ТОВЩИНИ ТА ШИРИНИ ЗРІЗУВАНОВОГО ШАРУ

Проаналізовано відомі схеми розточування багаторізцевими розточними головками (БРГ). Проведено аналіз літературних джерел, а також патентний огляд конструкцій багаторізцевих розточних головок. На основі аналізу існуючих конструкцій головок створено класифікацію за десятьма основними знаками. На основі досліджень встановлено, що при схемі різання багаторізцевими головками з одночасним поділом товщини та ширини зрізуваного шару збільшується продуктивність оброблення. Проте відомі конструкції БРГ з одночасним поділом ширини та товщини зрізуваного шару здатні забезпечити лише чорнову обробку заготовок, а для чистової обробки використовується БРГ з поділом лише товщини зрізуваного шару. Тому створення нових конструкцій БРГ з одночасним поділом товщини та ширини зрізуваного шару, які б забезпечували одночасно чорнову та чистову обробку є актуальною задачею.

Розроблено методику проектування БРГ з одночасним поділом товщини і ширини зрізуваного шару, при використанні якої забезпечувалась би необхідна шорсткість та точність обробленої поверхні. Особливістю конструкції є використання одного чорнового та трьох чистових різців, які розміщені не симетрично, а за певною закономірністю. Чорновий різець встановлений в місці, де сходяться сили різання P_{yi} , (i – номер чистового різця) які створюються чистовими різцями, забезпечуючи при цьому зрівноважування радіальних сил різання головки. В залежності від заданої величини параметра шорсткості $Ra(Rz)$ визначається подача на кожному з чистових різців. Кожен наступний різець встановлюється в місці максимальної величини нерівностей, створеної попереднім. В останньому (третьому) чистовому різці, для забезпечення заданої висоти мікронерівностей, змінено головний φ_3 , або допоміжний φ'_3 кути в плані. Подачі на кожному з різців s_i та загальну подачу визначали за формулами: $s_2 = H \cdot (\text{ctg } \varphi + \text{ctg } \varphi')$, $s = s_2 \cdot (1 + \text{tg } \varphi \cdot \text{ctg } \varphi')$, $s_3 = (s - s_2) \cdot \sin \varphi' \cdot \cos \varphi / \sin(\varphi + \varphi')$, $s_1 = s - (s_2 + s_3)$, а між різцями θ_i , використовуючи залежності: $\theta_2 = 2\pi \cdot s_2 / s$, $\theta_3 = 2\pi \cdot (s_2 + s_3) / s$, $\theta_1 = 2\pi - (\theta_2 + \theta_3)$. Для зрівноваження сил різання P_{yi} , які визначаються за формулою $P_{yi} = 10C_{pi} \cdot t_i^x \cdot s_i^y \cdot V_i^n \cdot K_p$, де C_p – сталий коефіцієнт; t – глибина різання; x , y , n – показники степені; V – швидкість різання, визначається співвідношення глибин різання на чорновому та чистових різцях, а також кут який буде задавати положення чорнового різця відносно першого чистового, виходячи з умови зрівноваження радіальних сил різання $\overline{P_{y4}} = \sum_i \overline{P_{yi}}$. Глибина різання на чорновому різці,

виходячи з вищевикладеного $t = p / 2 \left(s_1^y \cdot K_{\varphi_1} / A + s_3^{2y} \cdot K_{\varphi_3}^2 + 2\sqrt{A} \cdot s_3^y K_{\varphi_3} \cdot \cos(\theta_3 + \psi) \right)^{1/x}$,

де p - припуск на обробку $A = s_1^{2y} \cdot K_{\varphi_1}^2 + s_2^{2y} \cdot K_{\varphi_2}^2 + 2s_1^y s_2^y K_{\varphi_1} K_{\varphi_2} \cdot \cos \theta_2$.

Багаторізцева розточна головка, спроектована за даною методикою, може використовуватись для оброблення глибоких отворів.

ВЕРСТАТ ДЛЯ ЗАТОЧУВАННЯ НОЖОВИХ БЛОКІВ ДЛЯ РОЗРІЗАННЯ ГЛАДКОЇ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ НА СМУГИ

Для заточування ножових блоків в зборі було спроектовано спеціальний верстат (рис. 1). Верстат для заточування ножових блоків виконано у вигляді U – подібного кронштейна 1, знизу якого встановлено поворотний шток 2 з можливістю кругового провертання навколо вертикальної осі. В середині простору цього кронштейна встановлено ножовий блок, який виконано у вигляді двох паралельних привідних валів 3, з можливістю кругового провертання. На ці вали жорстко встановлені базуючі втулки 4 на шпонках 5, а на базуючі втулки в певній послідовності жорстко встановлені ріжучі пари дискових ножів 6 у кількості, наприклад чотири, а розпірні втулки 7 на шпонки 8. Причому шпонки 5 і 8 розміщені в діаметрально протилежних сторонах і на різній довжині. Паралельні привідні вали 3 в зборі крайніми циліндричними цапфами 9 встановлені в опорні отвори 10 лівої 11 і правої 12 опор ножового блоку 1 з можливістю кругового провертання.

Ножові блоки в зборі стягуються двома стяжними болтами 13, які стягують опори 11 і 12 які розміщені в зоні взаємодії дискових ножів 6 і провертаються на 180° на цапфах 14. Фіксація ножових блоків в цих позиціях здійснюється за допомогою конічних фіксаторів 15 з пружинами стиснення 16 в конічних отворах 17, які розміщені знизу і зверху на лівій опорі 11. Крім цього ліва 11 і права 12 опори встановлені своїми цапфами 14 у відкритій циліндричній гнізді 19 зверху лівої і правої вилок 20 U – подібного кронштейна 1. Цапфи 14 розміщені ззовні ножового блоку посередині їх

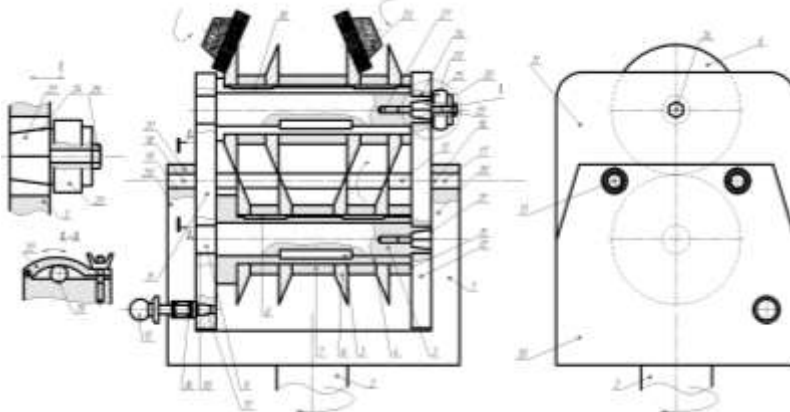


Рис. 1. Верстат для заточування ножових блоків для розрізання гладкої конвеєрної стрічки на смуги

довжини з можливістю провертання на 180°, а зверху закриті кришками 21, які провертаються на шарнірах 22 з можливістю провертання на 90° а закріплення відкидної кришки 21 здійснюється гайкою. Привід дискових ножів 6 ножового блоку здійснюється за допомогою шківів 24, на який одягають приводний ремінь, який на рисунку не показано. Привід валів

здійснюється від привідного шківів 24, який жорстко встановлений на багатогранний конічний привідний елемент 25, який по чергові взаємодіє з відповідним конічним багатогранником 26, які виконані з правих кінців валів 3, які до них кріпляться кріпильними болтами 27 через шайби гравера в різьбових отворах 28 у привідних валах 3. Заточування дискових ножів 6 здійснюється абразивними кругами 29 попарно по два. Закінчивши процес заточування ножовий блок знімають з заточного верстата і встановлюють на установку для розрізання конвеєрної стрічки.

АНАЛІЗ НЕРІВНОМІРНОСТІ АДАПТИВНОГО ЗВ'ЯЗКУ ПРИ РОБОТІ ВЕРСТАТНОГО ОСНАЩЕННЯ

При обробці поверхонь обертання для підвищення її ефективності і забезпечення вимог до точності виготовлення деталей доцільно застосовувати верстатне оснащення адаптивного типу. Сутність самоналагоджувального різання при цьому полягає в тому, що однакоvim різальним лезам, які розміщені симетрично відносно оброблюваної поверхні, забезпечено по одному ступеню вільності в напрямку, який співпадає з напрямком подачі, а зазначені леза пов'язані між собою в цьому напрямку з допомогою механізмів чи засобів, які здійснюють кінематичний міжінструментальний зв'язок адаптивного типу (КМІЗ). В загальній структурі технологічної системи різання таке верстатне оснащення носить визначальний характер.

Функціонування напрямних верстаного оснащення із КМІЗ має певні особливості. Особливо слід звернути увагу на динаміку цього процесу при багатолезовому різанні з врахуванням різниці в коефіцієнтах тертя спокою і руху, що значно впливає на плавність взаємних рухів елементів оснащення. Запропонована розрахункова схема представляє собою багатомасову модель. Повзуни з інструментами пов'язані між собою пружними зв'язками (з коефіцієнтами жорсткості) через КМІЗ з відповідною передаточною функцією. Розроблена модель характеризується двозначністю сил тертя в напрямних. Якщо повзун знаходиться в стані спокою, то значення коефіцієнта тертя дорівнює певній величині, а при русі повзуна це значення стрибкоподібно падає. Скачок сили тертя в напрямних при переході від спокою до руху визначає істотну нерівномірність руху системи і відповідно якість функціонування КМІЗ.

Розв'язок відповідних систем рівнянь отримали, використовуючи метод припасовування аналітичних рішень на різних етапах руху. Доведено, що при малій круговій частоті обертання заготовки спостерігаються взаємопов'язані перервні рухи повзунів із зупинками і періодичними стрибками. Проте стрибкоподібного руху можна уникнути при значних обертах заготовки. Відповідно визначені критичні умови уникнення стрибкоподібного руху повзунів із різальними елементами при багатолезовій обробці адаптивного типу та величини і тривалості можливих стрибків різальних елементів при функціонуванні КМІЗ, які суттєво можуть знижувати чутливість при вирівнювання зусиль різання.

Доведено, що для забезпечення плавності роботи напрямних багатолезового верстатного оснащення найбільш доцільно правильно підбирати матеріали поверхонь, що контактують в процесі тертя, а також забезпечувати їх раціональне змащування. При цьому різницю в коефіцієнтах тертя спокою і руху можна знизити до 0,01 і нижче. Цій же меті служить використання антистрибкових змащень, коли в мінеральні масла додають спеціальні консистентні добавки. Позитивним фактором, який сприяє якісній роботі КМІЗ, є постійне осцилювання повзунів вздовж напрямних, бо внаслідок мізерного часу нерухомого контакту знижується значення коефіцієнтів тертя спокою аж до практичної рівності значенню коефіцієнту тертя руху.

В той же час радикальним способом уникнення стрибків і підвищення чутливості переміщень повзунів є виконання напрямних кочення. З точки зору забезпечення симетрії функціонування і підвищення вібростійкості раціональними є прямокутні напрямні. Певним недоліком напрямних кочення є низьке демпфування. В таких випадках, коли суттєвим є підвищення вібростійкості, доцільно використовувати комбіновані напрямні кочення-ковзання, а, наприклад, при тонкому розточуванні, яке супроводжується малими значеннями зусиль різання – пружинні напрямні.

ОБРОБКА СФЕРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ В ОДИНИЧНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

При ремонті й модернізації технологічного й транспортного обладнання нерідко доводиться виготовляти високоточні сферичні поверхні, що утворюють кінематичні пари із трьома ступенями вільності. В одиничному виробництві де часто змінюється виготовлення виробів використання спеціального технологічного оснащення й інструмент економічно не вигідно. Тому тут необхідні універсальні методи одержання сферичних поверхонь, в основі яких лежать кінематичні можливості верстатів.

З цією метою досліджено метод фрезерування сферичних поверхонь із радіусами кривизни 25 – 1000 мм, заснований на зміні відносних рухів заготовки й інструмента. Комплекс переміщень заготовки й інструмента: різця, фрези, складається із трьох основних рухів. Перший (I) – руху різання (обертовий) – створюється щодо осі головки шпинделя, у якому закріплений інструмент. Другий рух (II) – огинання (або обкатування) – обертається щодо осі заготовки здійснюється шляхом надання її обертового руху. Третій рух (III) – подачі – полягає в поступовому врзанні інструмента в заготовку. Для обробки сфер може бути використане універсальне металообробне устаткування: вертикально-фрезерні верстати з поворотними столами з набором оснастки та інструменту.

Розглянемо фрезерування ввігнутої сферичної поверхні на вертикально-фрезерному верстаті. Для одержання такої поверхні необхідно, щоб геометричні осі шпинделя і перетиналися під кутом α , величина якого визначається за формулою $\alpha = \arcsin \frac{r}{R}$, де R – радіус необхідної сферичної поверхні, мм; r – радіус (радіальний розмір) інструмента, мм. Поворот шпинделя й інструмента на кут α здійснюється розворотом шпиндельної головки. Інструментом може бути торцева, кутова, грибоква фрези або різцева головка.

Після установки інструмента й заготовки в трьохкулачковому патроні або в лещатах здійснюють їхнє взаємне центрування. Шляхом надання інструменту послідовно рухів I, II і III одержують потрібну сферичну поверхню.

При обробці радіус сфери R береться із креслення деталі. Діаметр фрези визначається в масштабі шляхом виміру по кресленню хорди, розмір якої буде (орієнтовно) номінальним діаметром фрези. Потім з нормального ряду типорозмірів вибирають фрезу з певним стандартним розміром. Кут α повороту шпиндельної головки визначають по формулі, підставляючи значення r стандартного інструмента.

Обробку доцільно вести інструментом менших розмірів, залишаючи припуск для остаточного чистового проходу, що виконується в результаті одного з можливих рухів верстата, спрямованих уздовж осі деталі. Одержання заданого розміру R сфери здійснюється поетапно шляхом врзання інструмента у заготовку, послідовних вимірів отриманих радіусів кривизни й виконання ряду можливих додаткових (коригувальних) рухів органів верстата, а також і інструмента. Такими рухами є: поворот шпиндельної головки, зміна радіального розміру інструмента, поздовжнє висування пінолі шпинделя, поздовжній зсув стола верстата.

МЕХАНІЗМ ПЕРІОДИЧНОЇ ПОДАЧІ ЗАГОТОВОК В ЗОНУ ОБРОБЛЕННЯ

Механізм періодичної подачі заготовок в зону різання виконаний у вигляді станини 1, на якій встановлені повзун 2 з рухомим ріжучим елементом 3. Внизу з правої сторони шпинделя, перпендикулярно до його руху, жорстко встановлено важіль 4, який періодично взаємодіє з собачкою 5 храпового механізму 6. В свою чергу собачка своїм верхнім кінцем 7 взаємодіє з храповими зубами храпового колеса. Храповий механізм жорстко встановлений на валу 10 з можливістю обертового переміщення. На цьому ж валу жорстко встановлено рулон металу 11 або іншого рулонного матеріалу певної ширини з можливістю кругового переміщення разом з валом. Заготовка 12 металу з рулону подається в зону направляючих елементів 13 верстату над його столом. Під столом в зоні різання встановлено ємність 14 для збирання відходів, а готова продукція складається в тару.

З верхнього кінця тари 16 встановлений упор 17, який визначає довжину заготовки, яка пройшла обробку на верстаті і він відомими способами зв'язаний з пультом керування 18 і храповим механізмом, який подає команду на летучі ножиці 19, які обрізають заготовку на необхідну довжину.

Робота механізму здійснюється наступним чином. Рулон заготовки 11 жорстко встановлюється на валу біля храпового механізму 6. Заготовка з рулону подається в направляючі 13. Після цього верстат включається і повзун разом з рухомим ріжучим елементом 3 опускається вниз і виконує певну операцію на заготовці. При провертанні повзуна преса вгору, важіль 4 взаємодіє з нижнім кінцем собачки 5 при цьому верхній її кінець входить в зачеплення з зубами 8 храпового колеса і тим самим повертає його на певний кут, при цьому рулон з заготовкою повертається на певний крок.

Таким чином при кожному виході повзуна у вихідне положення відбувається подача заготовки на один крок для виконання наступної операції.

Регулювання величини провороту храпового колеса і переміщення полоси на певну довжину здійснюється відомим способом. Напроти кінця полоси 12 встановлений упор 17, внизу якого встановлена тара, по ходу подачі полоси встановлено летучі ножиці 19 з можливістю коливного переміщення, ріжуча кромка яких є у взаємодії з ріжучим торцевим елементом стола підставки, причому летучі ножиці зв'язані відомими способами з пультом керування 18 і ходом храпового механізму.

Летучі ножиці мають зворотньо-коливальний рух в межах обрізання заготовки. При цьому полоса зупиняється і наступна операція обрізання проходить при нерухомому положенні полоси. В разі збільшення або зменшення довжини ходу полоси на крок можна здійснювати відомими способами за допомогою різних механізмів з різними передавальними числами.

До переваг механізму відноситься розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

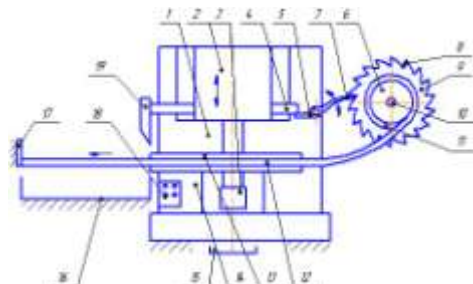


Рис. 1 Механізм періодичної
подачі заготовок

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНОСТІ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Ефективність застосування того чи іншого варіанту конструкції заготовок і методу їх формоутворення у кожному конкретному випадку повинні визначатися розрахунками раціональності заготовок і процесів їх механічного оброблення. Реалізувати такі розрахунки можна використовуючи показники технологічності. Однак серед існуючих типів і видів заготовок деталей машин обґрунтованим є застосування гвинтових заготовок (ГЗ) циліндричної та профільної форм виготовлених методом навивання, що вимагає необхідності обумовлення структури оцінювання технологічності їх конструкцій та технологій виготовлення. У цьому плані, проведені аналіз і дослідження показали можливість використання загальнопоширених і спеціальних показників та уведення нових. Якщо врахувати, що технологічність конструкції виробу (ТКВ) оцінюється сукупністю властивостей, які визначають її пристосованість до досягнення оптимальних витрат у процесі виробництва, експлуатації і ремонту, а технологічність будь-якого процесу – це зручність і легкість його реалізації, що дозволяє виконати процес, забезпечуючи отримання заданих результатів, з найменшими витратами живої і опредметненої праці, то очевидно, що ТКВ в основному залежить від показників, які характеризують його властивості, задану якість, умови виконання робіт у виробництві, експлуатації і ремонті. Загалом систему показників та їх оцінки можна подати у виді граф-дерева, яке “розростається” і доповнюється, оскільки кількість ознак предмета і умов користування ним є нескінченним.

Для проведення аналізу технологічності ГЗ використовують такі показники: а) коефіцієнт нерівномірності витягування стрічки за зовнішнім і внутрішнім ребрами спіралі; б) коефіцієнт кроку витка ГЗ; в) відносна товщина заготовки спіралі; г) відносне видовження; д) коефіцієнт стійкості і величина критичного зусилля згину, та інші показники. Названі показники являються частиною сукупності властивостей ГЗ. Тому необхідно виявити показники, які мотивовано співвідносяться з особливостями конструкції ГЗ та технологіями виготовлення на основі перетворення їх значень в самостійні комплексні вартісні величини.

Проведений аналіз показав, що визначальну роль в оцінюванні технологічності ГЗ є технологія їх виготовлення, що вимагає виваженого підходу до важливого етапу їх реалізації – конструкторської і технологічної підготовки виробництва. При цьому, на нашу думку, загальним критерієм оцінювання технологічності, враховуючи особливості розглядуваних конструкцій ГЗ і технологій, може бути, після незначних спрощень і доповнень, теорія технологічної собівартості (ТС) яка характеризується комплексністю. Тому сутність досліджень процесів формоутворення ГЗ на технологічність полягає в мінімізації ТС - $C_0 = f(C_E + C_{II}) = \min$, де $\tilde{N}_E, \tilde{N}_{II}$ - витрати на живу і опредметнену працю. В процесі формоутворення використовується спеціальне технологічне спорядження. Аналізуючи технологічність процесу, враховуються всі рухи які виконуються і ті що необхідно виконати для підналадки спорядження. Їх можна розчленувати за кількістю параметрів оцінювання, розміщення відносно вибраного напрямку, якітетом точності, величинами шляху, швидкості і зусиль. Таким чином може бути визначена ТС кожного руху і аналіз процесу вцілому.

УДК 519.711.3

М. Пилипець¹, А. Гловин²

¹(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

²(ВП Національного університету біоресурсів і природокористування України "БАГ")

МОДЕЛЮВАННЯ ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУРИ В СІЧЕНІ ЗАГОТОВКИ В ПРОЦЕСІ ФОРМОУТВОРЕННЯ ГВИНТОВИХ ДЕТАЛЕЙ

В сучасному машинобудуванні широке застосування знаходять деталі з гвинтовими поверхнями виготовлені методом навивання. Процес формоутворення таких деталей супроводиться взаємодією жорсткого тіла – формувального ролика і металу заготовки, що пластично деформується протягом малого відрізка часу і характеризується локалізацією зони деформування в якій проходять складні процеси переміщення металу. Для створення обладнання та інструменту формоутворення потрібні дані про напружено-деформівний стан матеріалу заготовки та енергосилові характеристики процесу.

Процес формоутворення заготовок товстого ($H \geq 5$) січення потрібно здійснювати в нагрітому до температури горячого оброблення металів тиском (ОМТ) стані. Формоутворення гвинтових деталей здійснюється за теплового стану заготовки, коли температура центральної зони, як правило, вище, температури на поверхні. Обчислюючи енергосилові параметри температурне поле з градієнтом $200...250^\circ$ не можна не враховувати. Таким чином, визначення температури будь-якої точки пластично деформованого об'єму в загальному зводиться до вирішення просторово-часового рівняння і знаходження функції $T=f(x,y,z,t)$, де t – час теплообміну. Рішення цього рівняння дозволяє отримати набір моментних значень температур у всіх точках деформованого об'єму, тобто температурне поле, яке змінюється з часом, тобто є нестационарним. Тому обчислення температурних полів являє собою багатомірну нестационарну задачу теплопередачі. Оскільки $\sigma_s = f(T)$, то $\sigma_s = f(x, y, z, t)$. В якості граничних умов прийнято $\sigma_s = \sigma_{SH} + BT$, де σ_{SH} – характеристика міцності матеріалу полоси, що навивається при нижній границі температури горячого ОМТ; B – температурний коефіцієнт. Лінійна апроксимація залежності опору деформації від температури оцінювалася відносно внесеної похибки. Аналіз показав, що для практичного використання похибка невелика і в температурному інтервалі горячого ОМТ не перевищує 9%.

Оскільки час процесу формоутворення невеликий, не враховуючи поширення тепла за час процесу вздовж осі заготовки, тобто рахуємо, що поле температур в процесі формоутворення залишається незмінним, можна записати $T = T_{нов} + [T=f(x,z)]$. Тоді закон розподілення температури по січення заготовки прямокутного січення запишемо у вигляді:

$$T = T_{\text{на}} + C \left[\frac{H^2}{4} - \left(\frac{H}{2} + x \right)^2 \right] \left(\frac{\dot{E} B^2}{4} - z^2 \right),$$

де H, B – сторони січення заготовки в площині $x - z$; $T_{нов}$ – температура поверхні заготовки; C – коефіцієнт, що характеризує кут нахилу відрізка прямої апроксимації кривої зміни характеристики міцності матеріалу заготовки в діапазоні температур горячого ОМТ. Результати розрахунків можна використати для визначення енергосилових параметрів і навантажень необхідних для проектування обладнання та інструментів, що використовуються в процесах формоутворення гвинтових деталей методом навивання.

УДК 621.793.

М. Пилипець, П. Босюк

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ПРОЦЕСИ ДЕФОРМАЦІЇ ПРИ ПРОКАТУВАННІ ВНУТРІШНІХ РІЗЬБОВИХ ПОВЕРХОНЬ

В машинобудуванні та інших галузях народного господарства широко застосовуються тонкостінні деталі з внутрішньою нарізкою. Формувати таку нарізку запропоновано обробкою тиском - прокатуванням. При обробці тиском протікають процеси, що діють на опір деформації в протилежних напрямках: зміцнення (наклеп) і відпуск (повернення, полігонізація, рекристалізація). Обидва процеси - зміцнення й відпуск - протікають у часі з різною швидкістю. Процес відпуск, особливо за типом рекристалізації, протікає зі швидкістю, меншою, швидкості деформації промислових процесів обробки тиском. На опір деформації при заданій швидкості й температурі впливає й ступінь деформації: чим вище ступінь деформації, тим більше зміцнення (наклеп) і вище опір деформації. Врахування впливу ступеня й швидкості деформації на опір деформації при прокатуванні різьб ускладнюється тим, що зі збільшенням ступеня деформації знижується температура розміцнюючих процесів, підвищується вихід тепла й температура деформуючого тіла; збільшення швидкості деформації сприяє підвищенню температури, знижуючи втрати тепла в навколишнє середовище.

Для наближеного визначення впливу швидкості й ступеня деформації на опір деформації в процесі обробки тиском можна використати відому формулу $\sigma_{\omega} = \sigma_0 + m\omega^n$, де σ_{ω} - опір деформації при даній швидкості ω й ступені деформації, кгс/мм²; σ_0 - опір деформації у вихідному стані, кгс/мм²; m і n - коефіцієнти, що залежать від природи металу й мають різні значення для різних металів і сплавів, що утрудняє використання цієї формули для практичних розрахунків.

Вплив швидкості й ступеня деформації на пластичність вивчено ще недостатньо. Звичайно з підвищенням швидкості й ступеня деформації пластичність зменшується у зв'язку з тим, що не встигають пройти процеси відпуску. Однак, з огляду на тепловий ефект і те, що температурний інтервал перетворень при високих напругах зміщається в порівнянні з даними діаграм стану, підвищення швидкості деформації може збільшити пластичність.

Розглянемо вплив швидкості деформації на опір деформації при холодній обробці різьби тиском. У цьому випадку відпуск відсутній, відбувається тільки зміцнення. Тому можна припустити, що опір деформації не залежить від швидкості. Експерименти показують дуже малу й неоднозначну залежність, якою у практичних розрахунках мажна зневажати.

Проте розглянемо причини цієї залежності. При холодній обробці тиском протікає процес релаксації, який полягає в тім, що в процесі і в результаті деформації відбувається перехід з певною швидкістю пружних деформацій у пластичні. Пластична деформація поширюється усередині тіла з меншою швидкістю, чим пружна. Тому при більших швидкостях деформації частка пружної деформації більше, ніж при малих.

Щоб одержати заданий ступінь залишкової деформації при високих швидкостях формування різьби, потрібно призначити більшу сумарну деформацію й, отже, прикласти більше зусилля, чим при малих швидкостях. Із цієї причини підвищення швидкості деформації при холодній обробці тиском збільшує опір так само, як при гарячій. Визначити опір деформації в залежності від хімічного складу і температури можна за експериментальними даними лабораторних досліджень.

ПЛАВАЮЧА ГОЛОВКА ДЛЯ ОБРОБЛЕННЯ ДОВГОМІРНИХ ЗАГОТОВОК

Плаваюча головка для оброблення зовнішніх циліндричних поверхонь довгомірних заготовок складається з корпусу 1, який виконаний у вигляді прямокутника в центрі якого виконано наскрізний отвір, діаметр якого є більшим зовнішнього діаметра оброблюваної деталі. З двох сторін наскрізного отвору жорстко встановлені по дві пари радіальних різців, з ліва - чорновий і - чистовий, а з права - чорновий, і чистовий з кріпильними і регулювальними елементами. Ріжучі кромки цих різців розміщені на лінії діаметра отвору. Причому праві різці ріжучими кромками встановлені вгору, а ліві - до низу. Причому поперечне січення різця має форму прямокутної трапеції, косі площини яких є у взаємодії з відповідними площинами трапецеєвидного затискного елемента, який затискується болтами, а регулювання виставлення різців здійснюється болтами.

Ліві і праві радіальні різці встановлені послідовно з можливістю рівномірного зйому припуску. Ріжуча кромка кожного з чистових різців виконана з заглибленою фаскою шириною 2,7 мм і глибиною 0,4 мм з перемичкою з протилежної сторони різця.

Корпус в зборі з радіальними різцями встановлюється в корпус пристрою і фіксується нижнім і верхнім прижимами 5 з можливістю горизонтального і вертикального зміщення в межах допуску на оброблення заготовки 4. Для правильного встановлення і центрування заготовки під центральним отвором співвісно жорстко закріплено призму 2 до корпусу пристрою відомими способами, а лівим кінцем заготовка жорстко кріпиться в патроні токарного верстату 3. Правим кінцем заготовка жорстко встановлюється і піноль 6 і задній центр 7.

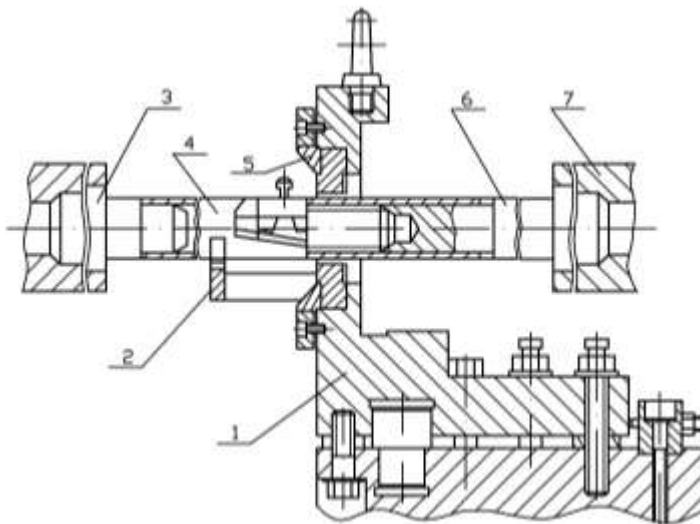


Рис. 1. Плаваюча головка для оброблення довгомірних заготовок

Робота плаваючої головки для обробки зовнішніх циліндричних поверхонь довгомірних заготовок 4 здійснюється наступним чином. Заготовка лівим кінцем жорстко встановлюється в патрон токарного верстату, а правим в піноль і задній центр, радіальні різці виставляються по шаблону для зняття відповідних величин припуску. Після цих підготовчих операцій включається верстат, наприклад, 16К20 з осьовою подачею 0,2...0,6 мм/об і здійснюється технологічний процес оброблення довгомірної заготовки по зовнішньому діаметру.

Після завершення технологічного процесу заготовку знімають з верстату і встановлюють наступну.

До переваг винаходу відноситься підвищення продуктивності праці і покращення умов різання за рахунок рівномірного зйому припуску різцями.

ДОСЛІДЖЕННЯ ІНЕРЦІЙНОГО МОМЕНТУ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ

Наявність кута між площинами вилок карданного шарніра викликає змінну кутову швидкість і змінний крутний момент на валу веденої вилки, що призводить до виникнення інерційного моменту, який викликає вібрації і стуки, аналогічні тим, що створюються відносним кутовим зміщенням карданних валів. Якщо нехтувати втратами в карданному шарнірі, то можна вважати, що потужності на ведучому і веденому валах рівні $N_1 = N_2$, тобто:

$$M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2, \quad (1)$$

де M_1 і M_2 – моменти відповідно на ведучому і веденому валах; ω_1 і ω_2 – кутова швидкість відповідно ведучого і веденого валів.

Моменти M_1 і M_2 включають інерційні моменти, що виникають в результаті обертання мас, що пов'язані з карданним шарніром. Із теорії механізмів відомо, що співвідношення кутів повороту ведучого і веденого валів виражається рівнянням:

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \cos \gamma, \quad (2)$$

де α і β – кути повороту відповідно ведучого і веденого валів; γ – кут між площинами карданних вилок ведучого і веденого валів.

Диференціюючи рівняння (2) за часом, отримаємо:

$$\frac{1}{\cos^2 \beta} \frac{d\beta}{dt} = \frac{1}{\cos^2 \alpha \cos \gamma} \frac{d\alpha}{dt}. \quad (3)$$

Так як кутова швидкість ведучого вала $\omega_1 = d\alpha/dt$, а кутова швидкість веденого вала $\omega_2 = d\beta/dt$, то використовуючи рівняння (2) і виключивши $\cos^2 \beta$, остаточно отримаємо:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha}. \quad (4)$$

З рівнянь (1) і (4) випливає:

$$M_2 = \frac{M_1 \omega_1}{\omega_2} = M_1 \frac{(1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha)}{\cos \gamma}. \quad (5)$$

Найбільшого значення момент M_2 досягає при $\alpha = \frac{\pi}{2} + \pi k$, де $(k = 0, 1, 2, \dots, n)$:

$$M_{2\max} = \frac{M_1}{\cos \varphi}.$$

Найменше значення M_2 – при $\alpha = \pi k$, де $(k = 0, 1, 2, \dots, n)$: $M_{2\min} = M_1 \cos \varphi$.

Якщо прийняти, що маси, пов'язані з ведучим і веденим валами карданної передачі, обертаються рівномірно, то додатковий момент $M_{\text{од}}$, викликаний нерівномірністю обертання веденого вала, закручуватиме карданний вал на кут, що відповідає різниці $\beta - \alpha$:

$$M_{\text{од}} = M_{2\max} - M_1 = \frac{M_1}{\cos \varphi} - M_1 = M_1 \frac{1 - \cos \varphi}{\cos \varphi}.$$

Додатковий кут закручування вала становитиме:

$$\beta - \alpha = \frac{M_{\text{од}}}{c_2},$$

де c_2 – крутильна жорсткість веденого вала.

Таким чином карданна передача є елементом складної крутильної системи трансмісії машини, в якій можуть виникати крутильні коливання від періодичних збуджуючих моментів, одним з джерел яких може бути карданна передача.

ПРИСТРІЙ ДЛЯ СКЛАДАННЯ ПРУТКОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ

Пристрій для складання пруткових полотен транспортно-технологічних систем машин складається з рами 1, в нижній частині якої встановлено гідро- або пневмостанцію 2, яка служить для осьового переміщення двох розкатних головок 3, які розміщені на одній осі, а розкатники робочими поверхнями повернені до середини. Розкатні головки закріплені жорстко на рамі з можливістю осьового переміщення в направляючих, типу ластівчиного хвоста.

В нижній частині під розкатниками на підшипниках 4 встановлені вали привідних зірочок 5 переміщень полотна 6 на крок при їх встановленні. Зверху у виїмках цих зірочок встановлені прутки полотна для розвальцювання у зібраному стані разом з пластинами.

У верхній частині рами, над зірочками встановлено два гідро-або пневмоциліндри 7 для затиску прутків полотна від прогинання. По лінії прутка, між цими двома гідро- або пневмоциліндрами на одній лінії встановлено додатково ще два гідро-або пневмоциліндри 8 для затиску прутків по всій довжині в призмах 9 від прогинання при розкатуванні кінців прутків зібраних полотен.

Перед позицією розвальцювання розміщені навпроти зірочок підставки з радіусними виїмками для встановлення 4...8 прутків полотна з кроком рівним кроку полотна, і складання полотна транспортно-технологічної системи з пластинами.

Розкатні головки жорстко закріплені до рами з можливістю осьового переміщення в направляючих, ластівчиного хвоста. На плиті закріпленій електродвигун 10 з привідним шківом, який за допомогою паса з'єднаний із шківом шпинделя розкатника.

Робота пристрою здійснюється наступним чином.

Прутки полотна встановлюються в півкруглі виїмки підставки і в верхню впадину зірочки 5, де здійснюється складання прутків 6 з двох сторін. На заточені кінці одягаються пластины, втулки і пластины.

Після чого вмикається гідро- або пневмостанція, електродвигун, прутки кріпляться силовими елементами, до кінців прутків підводяться розкатники і здійснюється процес розкатування головок. Після закінчення розкатування одного прутка розкатники відводяться в сторону, силові елементи відводяться від зірочки, повертаються на один крок і наступний пруток виходить на наступну позицію для розкатування. Так здійснюється весь технологічний процес з'єднання полотна, а в замкнуту систему здійснюється на даному пристрою окремо.

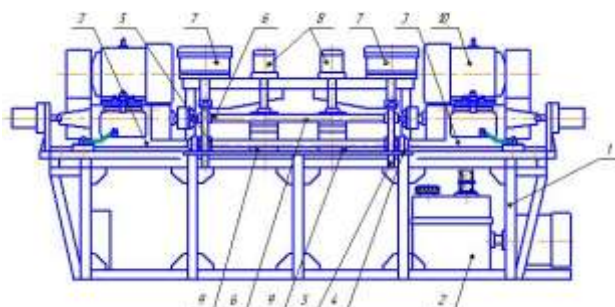


Рис. 1 Пристрій для складання пруткових

Для зменшення зусилля прокручування полотна на крок підставка відносно зірочки опущена на величину 5...10 мм в залежності від кроку полотна, а величина виїмок під прутки на підставці складає мінімальну глибину.

ПРОТЯЖКА ДЛЯ ВИГОТВЛЕННЯ НАПІКРУГЛИХ ШВИНТОВИХ ШЛІЦЬОВИХ КАНАВОК

Для формування профілю канавки використовують, як правило, гвинтові протяжки. При цьому основне завдання по забезпеченню точності профілю канавки переноситься саме на цю операцію. Гартуванням забезпечують необхідні фізико-механічні характеристики матеріалу канавки, а шліфуванням доводять поверхню до заданої точності, при цьому усуваються дефекти отримані при гартуванні.

Існують різні методи протягування внутрішніх гвинтових канавок з використанням різних типів верстатів при поєднанні формувальних рухів інструменту і заготовки, однак для утворення гвинтового профілю інструменту або заготовці обов'язково необхідно надати обертового і поступального руху. Розглянемо конструкцію гвинтової протяжки (рис.1), оскільки на неї покладено основне завдання по забезпеченню точності її профілю. Для виготовлення гвинтових шліців протяжки мають стружкові канавки і зуби кільцевої форми, тобто розташовані в площинах, перпендикулярних осі протягування. Шліцеві виступи таких протяжок розташовуються по гвинтових лініях відповідно до впадин шліцевих втулок. При відносно великих кутах підйому гвинтових шліців (більш $8-20^\circ$) стружкові канавки виконуються гвинтовими, але з напрямком зворотним напрямку шліцевих виступів.

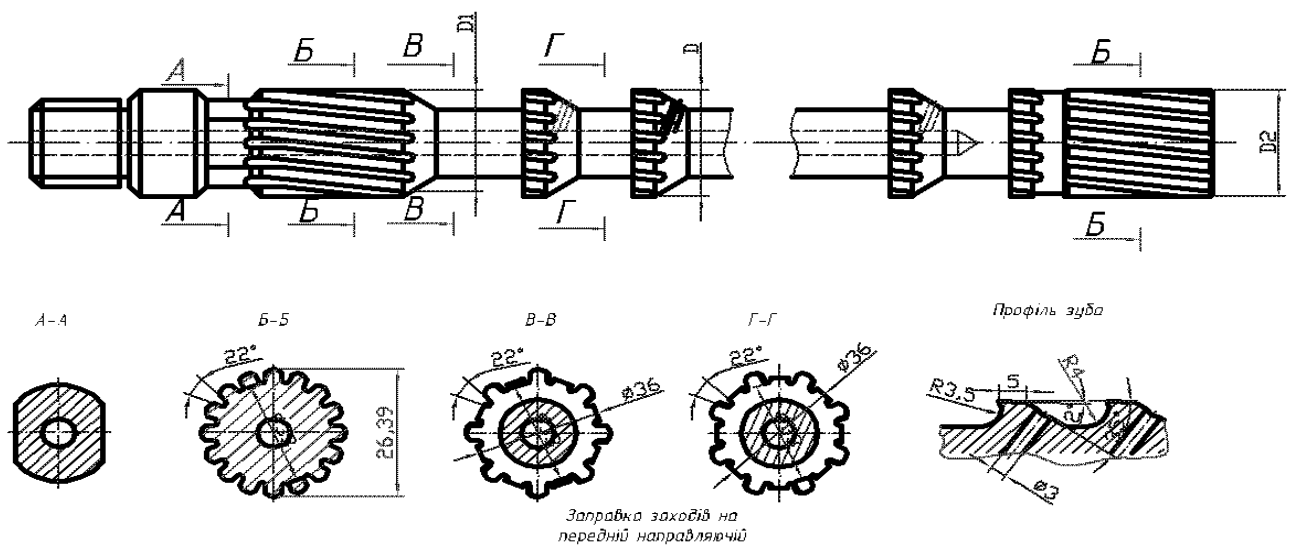


Рис. 1. Протяжка з шахматно-шліцевою схемою різання для протягування гвинтових напівкруглих канавок

Гвинтові шліцеві канавки утворюються зубами протяжки, які здійснюють процес різання по гвинтовій лінії і розміщені з відповідним її підйомом. Всі зуби протяжки мають на передній частині зрізані виступи для покращення заходження зуба в канавку утворену попереднім зубом. Центральний, осьовий і радіальні отвори служать для підведення охолоджуючої рідини до ріжучих крайок. Спеціальний механізм верстату забезпечує обертання протяжки одночасно з її осьовим переміщенням.

ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОЦЕСУ ЧИСТОВОЇ ОБРОБКИ ПЛОСКИХ ПОВЕРХОНЬ ВІБРООБКОЧУВАННЯМ

Проаналізовано технології та технологічне спорядження для реалізації процесу чистової обробки шляхом формування регулярного мікрорельєфу вібраційним обкочуванням.

Запропоновано чотири види регулярного мікрорельєфу для плоских поверхонь, а саме: з паралельними канавками; з канавками, що дотикаються; з канавками, що перетинаються; кватрагональний.

Для формування регулярних мікрорельєфів створено спеціальний пристрій. Особливістю цього пристрою є можливість здійснюючи його наладку, отримувати вище згадані види регулярних мікрорельєфів. Мікрорельєф з паралельними канавками забезпечується при наступному розміщенні віброобкатників, віддаль між першим і другим та другим і третім обкатниками, і так далі в напрямі перпендикулярному до напрямку осцилюючого руху $S_{I-II} = S_{II-III} = n \cdot t$ ($n=1,2,3\dots$), а віддаль між першим обкатником і другим в напрямі осцилюючого руху, буде $B > A - 2b$, а між другим і третім $B = 2b - A < 0$, тут A –амплітуда осциляції, t –крок синусоїдальної канавки, b –ширина канавки, I, II, III –порядкові номери обкатників.

Для реалізації регулярного мікрорельєфу з канавками, що перетинаються, наладка віброобкатників (їх взаємне розміщення в двох взаємно перпендикулярних напрямках) визначаємо із наступних умов: віддаль між першим і другим віброобкатниками $S_{I-II} = n \cdot t$; $n = 1,5 + K$; $K = 0,1,2\dots$; а віддаль між другим і третім відповідно $S_{II-III} = n \cdot t$; $n = K + 1$; $K = 0,1,2\dots$. Взаємне розташування I обкатника відносно II в напрямі осцилюючого руху: $B = A/2$ і I відносно III , та II відносно $III - B < A - 2b < 0$. Послідовність розміщення віброобкатників в напрямі перпендикулярному напрямку осциляції наступне $I-II-III$.

Для рельєфу з канавками, що дотикаються наладка віброобкатників опишеться залежностями: $S_{I-II} = n \cdot t$; $n = K + 0,5$; $K = 0,1,2\dots$. $S_{II} = n \cdot t$; $n = 1,5 + K$; $K = 0,1,2\dots$. $B_{I-II} = A - b$; $B_{II-III} = b - A$.

Кватрагональний регулярний мікрорельєф забезпечується при наступних взаємних положеннях віброобкатників:

$$S_{I-II} = S_{III-IV} = \frac{m_i - 1}{m} nt; n=1,2,3\dots,$$

$$S_{II-III} = 0,5 \cdot nt; n=1,2,3\dots,$$

$$S_{I-IV} = 0,75 \cdot nt; n=1,2,3\dots,$$

де m –кількість накатників;

m_i – кількість накатників в частині наладки.

$1 \leq m_i \leq m$. S –віддаль наладки між віброобкатниками.

Всі обкатники в напрямі перпендикулярному осцилюючому руху знаходяться на одній лінії.

Реалізація регулярних мікрорельєфів того чи іншого видів на плоских поверхнях, наприклад, на стрічках із наступним виготовленням із них згортних втулок дасть можливість забезпечити підвищену зносостійкість контактуючих поверхонь.

УДК 159.1

¹В.Васильків; ²О.Дудін

(¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

²Тернопільський національний педагогічний університет імені Володимира Гнатюка)

АСПЕКТИ ВИКОРИСТАННЯ ТЕХНОЛОГІЙ ВЕБ 2.0 У ДИСТАНЦІЙНОМУ НАВЧАННІ

На початку 21-го століття виникає потреба у вмінні майбутнього вчителя використовувати сучасну комп'ютерну техніку в процесі навчання. Вчитель повинен не тільки використовувати комп'ютер, як користувач поданої інформації, але, при необхідності, створювати інтерактивні курси. Де б не був викладений лекційний матеріал, вимогою сучасності є оперативне представлення певного переліку завдань, тестового матеріалу, організації тематичних форумів, блогів, навчальних сайтів, вирішення завдань обміну повідомленнями з учнями. Якщо навчальна організація має достатньо великий ресурс, вона централізовано організовує дані можливості через впровадження відомих програмних продуктів дистанційного навчання таких як ATutor (Тернопільський національний технічний університет), Moodle (Тернопільський національний педагогічний університет), система дистанційної освіти „Агапа” (Тернопільський національний економічний університет).

Дані системи потребують кваліфікаційного обслуговування. Актуальним є пошук варіанту з меншими можливостями, але простішого в організації та структурі технічної підтримки, де викладач зможе самостійно організувати невеликий навчальний курс для групи учнів. Один з можливих варіантів – це використання можливостей технологій Веб 2.0. Соціальні сервіси Веб 2.0 – це сучасні засоби, мережне програмне забезпечення, що підтримує групові взаємодії та групові дії користувачів мережі Інтернет. Ці групові дії включають: персональні дії учасників: записи думок (блог); замітки та анотації чужих текстів, мережні закладки; розміщення аудіо, фото та відео файлів (Пікаса, Ютьюб тощо); комунікації учасників між собою, обмін повідомленнями: пошта, чат, форум, коментарі у блозі, відеоскайп.

Технології ВЕБ 2.0 за структурою замінюють, хоч не повністю, використання продукції Microsoft Office (Word, Excel, Power Point, Publisher). Ці документи Google (docs.google.com) – це безкоштовні веб-сервіси (Інтернет-офіс) для роботи з текстом, електронними таблицями, формами та презентаціями, що дає можливість ефективніше організувати спільну діяльність користувачу і тим, кого він обирає в якості співавторів. Ці програми дають можливість розміщувати документи в Інтернеті, одночасно редагувати файли і переглядати внесені зміни в реальному режимі часу зі своїх комп'ютерів. Нові документи можна створювати або завантажувати в мережу Інтернет. Редагування документів можна здійснювати з будь-якого комп'ютера, який підключений до мережі Інтернет.

На основі вище згаданого, висновки є наступні: використання технологій Веб 2.0 спрощує обмін інформації між викладачем і студентом. Однак необхідно зауважити, що, в процесі такого навчання, зменшується вплив психологічного фактора на студента, зокрема безпосередньої присутності викладача і одногрупників, який вважається одним із самих дієвих у процесі навчання. Даний фактор, як відомо, може мати як і позитивні наслідки, так і негативні. Отже необхідно при використанні методів дистанційного навчання враховувати дане питання.

З метою отримання практичних навичок роботи з технологіями Веб-2.0 були проведені комп'ютерні практики серед студентів історичного, філологічного факультетів ТНПУ імені Володимира Гнатюка.

КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ЗАСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ПРИВОДНИХ БАГАТОРЯДНИХ ЛАНЦЮГІВ

Багаторядні приводні ланцюги типу 2ПР..4ПР конструктивно являють собою паралельне з'єднання декількох одностипних ланцюгів, при поєднанні яких використовують деталі відповідних однорядних. Практика експлуатації і наші випробування показали, що кінематична точність їх зменшується, а навантаження на окремі ряди розподіляється нерівномірно. Отже основною причиною виходу з ладу деталей багаторядних приводних ланцюгів є їх різнонавантаженість, яка викликається різнорозмірністю одностипних деталей. Остання посилюється зі збільшенням числа рядів. Нами розроблений оптичний метод контролю різнорозмірності за допомогою спеціального пристрою, і високочутливого двокоординатного вимірювального приладу ДИП-1.

Можливості підвищення точності виготовлення деталей ланцюга, зокрема пластин, шляхом використання більш точної штампувальної оснастки в даний час практично вичерпані повністю. Реалізація селективної збірки ланцюгів вимагає створення спеціальних контрольно-сортувальних автоматів або радикальної зміни процесу термообробки, що вимагає додаткових капіталовкладень. Більш перспективнішим методом підвищення якості багаторядних ланцюгів може стати запропонований конструктивний, тобто шляхом заміни спарених проміжних пластин однією. За нашою пропозицією завод-виготовник виготовив два варіанти дворядних ланцюгів типу 2ПР: з однією проміжною пластиною і компенсуючими шайбами для вирівнювання загальної ширини ланцюга і варіант з однією потовщеною проміжною пластиною. Лабораторні випробування таких ланцюгів показали, що вони ні за якими параметрами не уступають серійним, а їх маса зменшується на 6,4%.

Ефективним технологічним методом зменшення різнонавантаженості окремих деталей може бути пружно-пластичне деформування ланцюга. Процес деформування можна здійснювати на завершальній стадії виготовлення перед операцією консервації ланцюгів або проведенням навантаження перед їх експлуатацією за допомогою спеціального верстата, сконструйованого і виготовленого нами. Верстат може бути вмонтований в технологічну лінію складання ланцюга.

Розрахунок приводних ланцюгів на витривалість може дати результати тільки тоді, коли він базується на дослідних даних, отриманих внаслідок випробувань ланцюгів в умовах, наближених до експлуатаційних. Запропоновані практичні методи оптичного визначення деформацій окремих пластин багаторядних ланцюгів і підвищення їх якості за рахунок попереднього деформування, дозволяють суттєво збільшити міцність ланцюга, або підвищити довговічність, іншими словами втону якість останнього. Тому проведені експериментальні порівняльні дослідження на витривалість багаторядних ланцюгів серійного виробництва без попереднього деформування і після нього на випробувальному стенді, який спроектований і виготовлений в університеті. Наведені результати випробувань. На їх основі приведені рекомендації величини сили попереднього пружно-пластичного деформування в функції руйнівної сили ланцюга.

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ АВТОТРАКТОРНИХ ШИН ТА РІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ ДЛЯ ПОРІЗКИ

Поступове забруднення навколишнього середовища шинами є важливою екологічною та економічною проблемою. Значне місце займає питання вторинного використання полімерних матеріалів з тканинним та металевим кордом, які широко розповсюджені.

Проблемним завданням є переробка відпрацьованих автотракторних шин, враховуючи динамічне зростання автотракторного парку, що приводить до постійного їх нагромадження.

При переробці слід віддавати перевагу технологіям на основі механічного розрізання, які не зв'язані із складними фізико-хімічними процесами.

В зв'язку з цим, враховуючи характеристику шин, розроблено різальний інструмент, який виконано у вигляді диска із симетричним заточуванням. Оптимальна величина кута заточування інструменту залежить від характеристики різального матеріалу, з якого він виготовляється, режимів обробки, жорсткості системи та інших факторів. Суттєвим є вплив відносного зношення U_0 інструменту та довжини різання l розрізаємої шини. Також на величину зношення впливають конструктивні особливості шин. Наприклад, величина щільності корду в одиниці об'єму з використанням бавовняних ниток визначається за залежністю (1)

$$\gamma = \frac{1,274}{100d^2 N} \bar{a} / \bar{n}^3, \quad (1)$$

де γ – величина щільності корду; d – діаметр кордової нитки, см; N – метричний номер кордової нитки; 1,274 – коефіцієнт, рівний $4/\pi$; 100 – перевідний коефіцієнт метрів в сантиметри.

Проте необхідно враховувати, що поліамідний корд має більшу щільність, а металевий корд більшу міцність на перехрещення від борта до борта під кутом $95-115^\circ$, маючи декілька прошарків.

Шлях різання визначається за залежністю (2)

$$L = \frac{\pi D B i}{1000 S} \dot{i}, \quad (2)$$

де D – діаметр розрізаємої шини;
 i, B – кількість порізків та їх ширина
 S - величина подачі.

Враховуючи залежність (1), визначаємо величину розмірного зношення інструменту за залежністю (3)

$$U = U_0 \frac{k \pi D B i}{1000 S} \dot{i} \dot{i}, \quad (3)$$

де k – коефіцієнт, що враховує додаткову довжину шляху різання.

Застосувавши приведені залежності, можна визначити сили різання, які виникають в процесі розрізання з врахуванням притуплення інструменту, що приводить до їх збільшення та підвищення ефективності потужності різання.

Секція: **МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА**

Керівники: **проф. Р.Рагатинський, проф. Т.Рибак**

Секретар: **доц. А. Бабій**

УДК 631.348.4

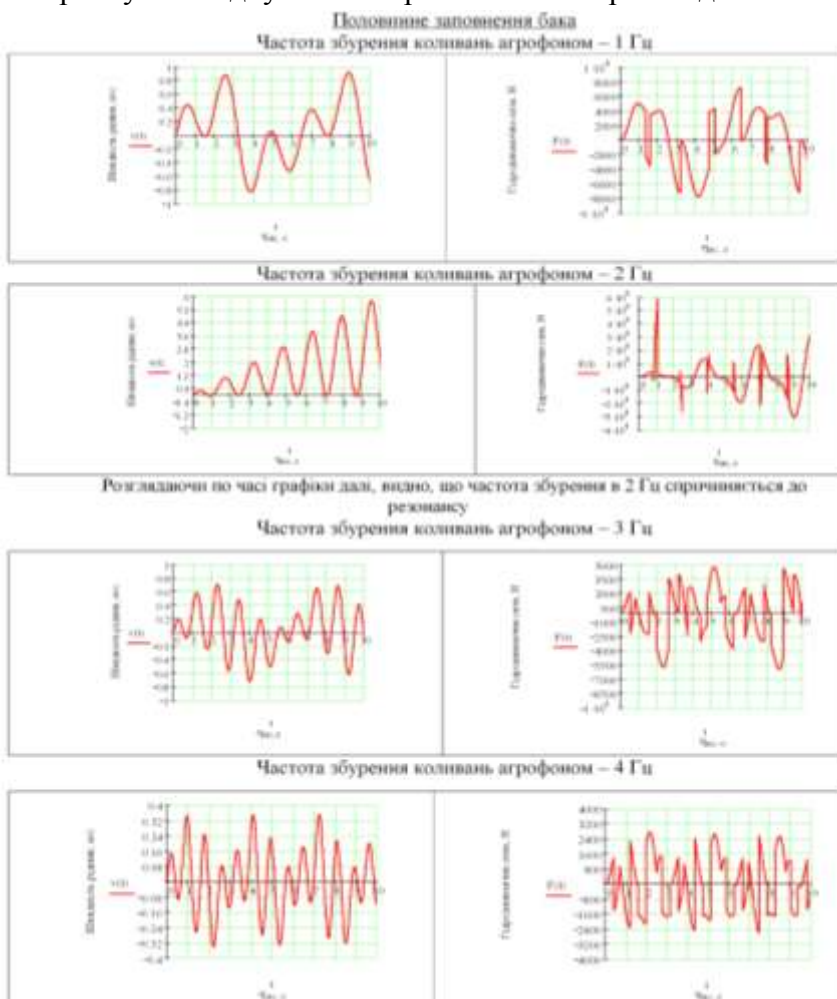
А.Бабій, Т.Рибак

(Тернопільський національний технічний університет імені І. Пулюя)

**ДОСЛІДЖЕННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ СИЛИ
УДАРУ РІДИНИ ОБ СТІНКИ ПРЯМОКУТНОЇ ЄМНОСТІ
ОБПРИСКУВАЧА ОПШ-2000-2**

Дослідження динамічних навантажень в машинах для хімічного захисту рослин залишається актуальним питанням і для сьогодення. Надійність і експлуатаційна ефективність машин такого роду має надзвичайно важливе народногосподарське значення.

Розділяючи діючі навантаження на складові обприскувача, виділимо одну з них. Проведемо дослідження впливу горизонтальної гідродинамічної сили удару рідини об стінки прямокутної ємності обприскувача ОПШ-2000-2. Припустимо, що рух обприскувача відбувається при зміні його пришвидшення за гармонічним законом.



Дослідження показали, що із збільшенням частоти вимушеної сили швидкість рідини в бакові і гідродинамічна сила удару зменшуються. Тут ще раз підтверджується, що низькочастотні процеси в таких конструкціях є досить пагубними. Це потрібно враховувати при конструюванні нових вузлів. Наприклад, виявлено, що при частоті 2 Гц коливання рідини в бакові переходить в резонансний режим.

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЯМОКОПАЧІВ

В якості робочих органів ямокопачів для викопування ям можна використовувати гвинтові опори. Таке використання гвинтових опор піднімально – транспортних лебідок базується на принципі модульного проектування машин і механізмів і забезпечує зменшення затрат на їх проектування і виготовлення.

Робочими органами ямокопача є бур, призначений для спущення ґрунту і транспортування його з ями, що утворилася. Діаметр бура ямокопача залежить від діаметру викопуваної ями, і у зв'язку з тим, що в процесі роботи ямокопача виникають вібрації і його коливання, для отримання заданого діаметру D_0 ями діаметр бура вибирають декілька меншим, тобто $D = (0,93 - 0,95) D_0$ за рахунок розбиваннями. Висота бура ямокопача залежить від глибини і діаметру викопуваної ями, а також від способу заглиблення бура і винесення на поверхню ґрунту.

У транспортуючих бурів, призначених для безперервного заглиблення в процесі копання ям, висоту приймають рівною глибині H_0 ями, або декілька більшою, тобто $H = (1,0 - 1,1) H_0$.

По числу заходів шнекові частини бура ямокопача можуть бути одни-, двух- і трехзаходні. Кут α підйому гвинтової поверхні рекомендується брати 10- 25°. Із збільшенням α посилюється відкидання ґрунту, тому менші значення α приймають тоді, коли радіус відкидання ґрунту повинен бути невеликим. Швидкість заглиблення бура або подача S на один оберт може бути в межах 10-100 мм. При роботі бура на щільних ґрунтах і рихлих ґрунтах, при ремонті виноградників вони можуть мати великі значення. Для універсальності ямокопача доцільно передбачити в конструкції можливість регулювання подачі робочого органу ямокопача.

Кутова швидкість бура є основним параметром, від якого залежить транспортування землі шнеком. Кутова швидкість бура, при якій забезпечується рух ґрунту вгору по робочому органу (шнеку) з найменшим приводним моментом на валу бура, визначається із залежності:

$$\omega = 4...5\omega_{кр}, \quad (1)$$

де $\omega_{кр}$ - кутова критична швидкість, при якій фунт транспортується вгору.

Найменший приводний момент і осьова сила на валу бура можуть бути отримані при оптимально вибраних значеннях кутів різання гвинтового леміша.

Потужність, що витрачається безпосередньо для обертання самого бура, визначають по формулі:

$$N_b = \frac{\sum M \omega}{75\eta_b}, \quad (2)$$

де M - момент, що крутить вал бура;

ω - кутова швидкість бура;

η_b - ККД механізму бура.

Важливим фактором ямокопача є його продуктивність, яка є функцією від кутової швидкості, з другої сторони при великій кутовій швидкості здійснюється велике розкидання землі і швидкий підйом ґрунту вверх по шнекові.

СТРУКТУРНА МОДЕЛЬ ОЧИСНИХ РОТОРНИХ ДИСКІВ НАВІСНОГО КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

Експериментальні дослідження функціонування структурної моделі очисних роторних дисків коренеплодів навісного коренезбирального пристрою зводиться до встановлення характерних принципів взаємодії вхідних домінуючих факторів між собою і їх сумісного впливу на об'єкт дослідження, тобто до встановлення аналітичних регресійних залежностей агротехнічних показників якості роботи очисного роторного диска від зміни конструктивних, кінематичних параметрів і технологічних факторів.

Експериментальні дослідження проведені з використанням розробленого очисного роторного диска, а також серії експериментів з імпульсним навантаженням коренеплодів при їх взаємодії з поверхнею утвореною циліндричними спицями при різній інтенсивності.

З позиції системного підходу до очисних роторних дисків навісного коренезбирального пристрою можна представити у вигляді багатомірної системи “вхід-вихід”. Вихідними параметрами такої системи є агротехнічні показники якості відокремлення ґрунту і рослинних залишків від коренеплодів та їх пошкодження, структурна модель якої зображена на рис. 1.

Вхідний блок структурної моделі очисних роторних дисків включає три групи змінних факторів, до яких відноситься:

1. Кінематичні: V_{mp} – швидкість руху вороху коренеплодів в зону очищення, м/с; V_p – швидкість обертання очисного роторного диска, м/с;

2. Конструктивні: α – кут нахилу роторного очисного роторного диска до напрямку руху пристрою, град; β – кут нахилу очисного роторного диска до горизонту, град; γ – кут встановлення очисної сітки, град; n – кількість очисних спиць очисного роторного диска;

3. Технологічні: $m_{кор}$ – маса коренеплодів, що подається в зону очищення очисними роторними дисками, кг; $m_{гр}$ – маса ґрунту у вороху, кг; m_p – маса рослинних залишків, кг.



Рис. 1. Структурна модель очисних роторних дисків навісного коренезбирального пристрою

ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИЙ ПАТРУБОК ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

Використання гвинтових конвеєрів із перевантажувальним патрубком, робочі органи якого розташовані у горизонтальній площині, забезпечує збільшення довжини транспортування матеріалу, зменшення навантажень на робочі органи технологічних магістралей та спрощення конструкції.

З метою проведення експериментальних досліджень для встановлення оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів перевантажувального патрубка розроблений стенд, в основі якого є рамна основа, на якій шарнірно, з можливістю зміни кута встановлення, закріплений перевантажувальний патрубок. В зоні завантаження матеріалу закріплений бункер, а в зоні вивантаження – приймальна місткість. Схема перевантажувального патрубка зображена на рис. 1

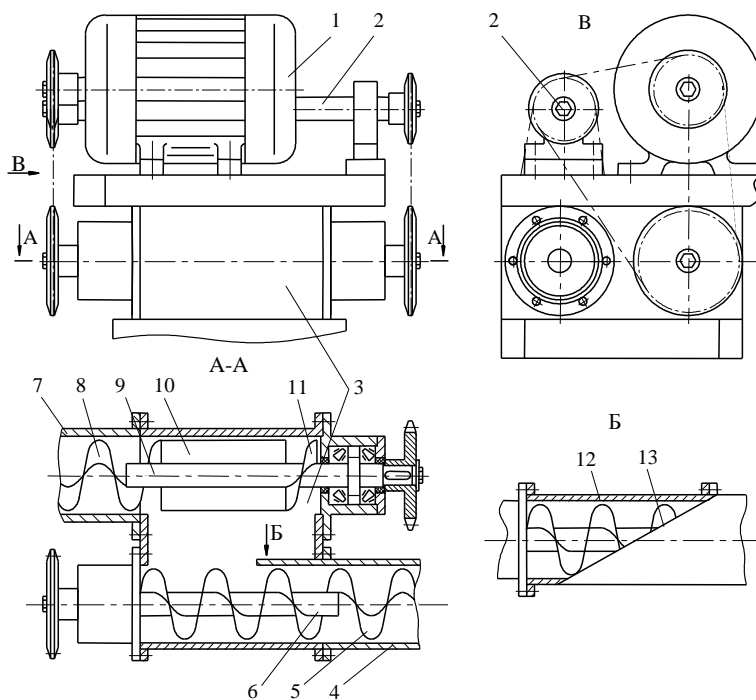


Рис.1. Перевантажувальний патрубок гвинтового конвеєра

В процесі роботи кінематично з'єднані приводні вали, проміжний вал та вал електродвигуна забезпечують обертання робочих спіралей шнеків. При подачі сипкого матеріалу спіраль 8 переміщує його у кожуху в сторону перевантажувального вузла. Оскільки, приводні вали розташовані у горизонтальній площині, то передача матеріалу на вивантажувальну магістраль здійснюється радіальними плоскими пластинами. Для виключення забивання завантажувальної магістралі на валу 9 встановлено

сектор спіралі шнека з оберненим напрямком навивання до основної 8. Це забезпечує зведення всієї маси сипкого матеріалу на радіальні плоскі пластини. Далі сипкий матеріал попадає на розвантажувальну робочу спіраль шнека, яка зтягаючи його в клиноподібний виріз труби 12, переміщає по кожуху в зону вивантаження. Наявність клиноподібного вирізу забезпечує поступовий вхід матеріалу в циліндричну трубу, яка переходить в кожух 4, що сприяє зменшенню пошкодження сипкого матеріалу.

Розташуванням валів у горизонтальній площині із застосуванням радіальних пластин та напрямної циліндричної труби з клиноподібним вирізом забезпечується передача сипкого матеріалу із завантажувальної магістралі на вивантажувальну в горизонтальній площині, що сприяє підвищенню надійності роботи конвеєра при загальному зниженні енерговитрат.

ГВИНТОВИЙ ЗМІШУВАЧ З ПЕРЕСИПОМ

Гвинтовий змішувач [Патент № 50935 Україна] з пересипом виконано у вигляді підставки 1, на якій жорстко закріплена опора 2, а зверху на ній встановлено механізм регулювання кута нахилу 3 гвинтового змішувача до горизонту. До механізму регулювання жорстко закріплено корпус 4 гвинтового змішувача з транспортною трубою 5 з можливістю зміни положення кута нахилу, знизу якої жорстко до корпусу закріплено електродвигун 6. До приводного вала електродвигуна через запобіжну муфту 7 під'єднано вал 8, до якого жорстко прикріплено шнек 9.

Знизу до транспортної труби під'єднано бункер 10, а зверху вала 8 жорстко закріплено лопатки 11, які служать для вивантаження змішаного матеріалу у вивантажувальне вікно 12, яке закривають шибером 13. Верхню частину вивантажувальної труби виготовлено у вигляді розширеної бочкоподібної форми 14, кут нахилу якої є меншим кута нахилу осі змішувача до горизонту. Така форма труби забезпечує переміщення змішаного матеріалу по стрілці в нижню частину змішувача по замкнутому циклі при закритому шибері. Знизу розширеної бочкоподібної форми труби напроти вивантажувального вікна закріплено рукав 16, яким вивантажувальна зона змішувача з'єднана з ємністю 17. Регулювання положення змішувача в просторі здійснюється по пазу 18 кріпильними елементами, які на кресленні не показані. Управління роботи змішувачем здійснюється з пульта керування 11.

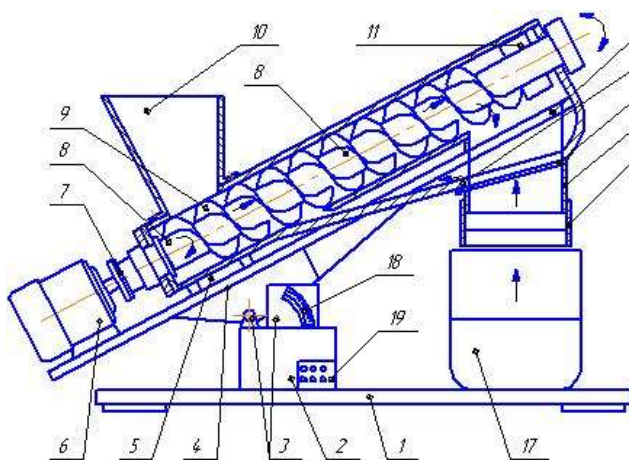


Рис. 1 Гвинтовий змішувач з пересипом

Робота гвинтового змішувача з пересипом здійснюється наступним чином. В бункер 10 засипають складники змішування в заданих пропорціях. Сипкий матеріал поступає по стрілці на шнек 9, який обертається при закритому шибері 13 і при обертанні шнека матеріал змішується і переміщується вгору і за допомогою пересипних лопаток на розширену бочкоподібної форми трубу і під власною вагою сповзає в нижню частину шнека по замкнутому циклу роботи. При готовності до використання сипкого матеріалу шибер відкривається і цей матеріал по рукаві висипається в ємність.

Робота змішувача здійснюється в 2-х режимах роботи: неперервному, коли шибер постійно відкритий, і другий по замкнутому циклі з пересипом, коли для забезпечення високої якості змішування сипкий матеріал проганяють при закритому шибері. Останній відкривають коли матеріал готовий до вивантаження.

До переваг гвинтового змішувача з пересипом відноситься розширення технологічних можливостей і покращення якості змішування.

УДК 361.348.4

П. Попович, О. Цьонь, А. Дутка

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДОВГОВІЧНОСТІ МОБІЛЬНИХ С/Г МАШИН

Довговічність металокопструкції с/г машини, яка піддається в процесі експлуатації дії випадкових збурень, визначається процесом накопичення незворотних втомних пошкоджень. Відмова є наслідок розвитку магістральних тріщин. Огляд типових поломок металокопструкцій показує, що причиною їх є багатоциклова втома, яка має місце при напруженнях, що не перевищують макроскопічну границю пружності. Багато досліджень показують на те, що при доволі малих амплітудах (близьких границі витривалості) змінного навантаження залежність між напруженням і деформаціями в металі нелінійна, спостерігається замкнута петля механічного гістерезису, робота деформації, яка витрачається на навантаження елемента копструкції, більша роботи деформації при розвантаженні і частина енергії, яка визначається петлею гістерезису, розсіюється в металі на незворотні процеси. Так, при малих напруженнях площа петлі гістерезису не залежить від амплітуди змінного навантаження, а від швидкості навантаження. Гістерезис, який не залежить від амплітуди має місце при напруженнях, які в десятки разів менші границі витривалості. При більш високих напруженнях площа кривої гістерезису збільшується по мірі зростання амплітуди напружень. Багатоциклова втома металу відбувається в діапазоні напружень, які відповідають гістерезису, який залежить від амплітуди тобто пов'язаний із макропластичними деформаціями. В таких умовах гістерезис визначається не лише діючими змінними напруженнями, а і суттєво залежить від швидкості і частоти навантаження. Розглядаємо розвиток втомних тріщин під дією випадкового процесу навантаження, як основний фактор спрацювання ресурсу металокопструкції: існують дві причини росту тріщин в елементі металокопструкції: початкові (технологічні) дефекти у вигляді неоднорідності структури матеріалу і дефекти які виникають в матеріалі елемента металокопструкції у процесі експлуатації (експлуатаційні). З цієї причини виникає задача систематизації інформації про дефектність копструкції, результатом якої є характерні розміри пошкоджень. Отже, розглядаються дефекти розмір яких більше нижнього порогу виявлення тріщини. Вважаємо, що дефекти розміщені по відношенні до діючих навантажень в положенні, при якому їх розвиток відбувається з максимальною швидкістю. Так, дефекти в зварних вузлах металокопструкції описуються за допомогою одновимірної імовірнісної моделі, яка функціонально визначає параметричні характеристики випадкового процесу розвитку тріщини в поперечному січені тримкого елемента копструкції. Основною задачею при такому підході є отримання математичного сподівання числа тріщин в елементі металокопструкції і їх розподілу по розмірах в будь-який момент часу. Такі імовірнісні характеристики повністю задають функцію розподілу ресурсу при умові, що його вичерпання саме пов'язане з досягненням гранично допустимих розмірів дефектів. При такому підході враховуються крім випадкових факторів, що впливають на розвиток дефектів – розподіл початкових дефектів та розподіл моментів зародження нових ще і вплив випадкових властивостей процесу навантаження. НДС в околі небезпечного перетину тримкого елемента металокопструкції вважається однорідним, і розглядаються дефекти одного типу. Актуально для описання моделі руйнування елемента металокопструкції використати постулати об'єднаної теорії сповільненого руйнування Болотіна. Згідно даної теорії, з метою описання відхилень від лінійного закону сумування втомних пошкоджень, модель втомного руйнування полягає у визначенні двох мір пошкоджень. Перша з яких характеризує процес підготовки матеріалу до утворення втомної тріщини, друга – розмір макротріщини.

ОСОБЛИВОСТІ ДОСЛІДЖЕНЬ ХАРАКТЕРИСТИК ВТОМНОГО РУЙНУВАННЯ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ РАМ С/Г МАШИН

Як свідчить практика, домінуючою причиною виходу з ладу с/г транспортних машин є сукупний руйнівний вплив випадкових динамічних навантажень на металоконструкцію. Оскільки рама є основною частиною, основна увага зосереджується на створенні методик для проведення проектних розрахунків довговічності тримких рам металоконструкцій. На сьогоднішній час у світовій практиці домінує принцип забезпечення обмеженого ресурсу тримких систем машин з встановленою імовірністю неруйнування, отже значно підвищуються вимоги до точності оцінки ресурсу – помилки призводять до спонтанних передчасних відмов, або до завищеної металоемності металоконструкції.

Сучасні методи розрахунку ресурсу металоконструкцій сільськогосподарських машин, які базуються лише на статистичному, або критеріальному підході до оцінки міцності дають неоднозначні результати прогнозованого терміну роботи машини [1, 3].

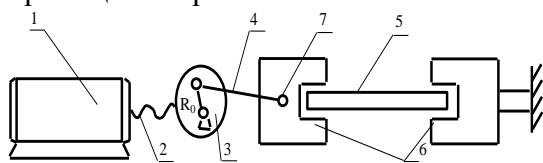
При проектуванні транспортних с/г машин, необхідна розробка таких методів прогнозування ресурсу роботи, які забезпечують інтегральний підхід до оцінки довговічності, наприклад, за механізмами навантаженості обґрунтовуються класи тримких вузлів сільськогосподарських машин необхідного типу і для кожного з них на основі модернізованих законів термодинаміки складаються розрахункові моделі балансу енергії та зміни швидкості енергії для всієї металоконструкції, обчислюється швидкість руйнування після чого формуються залежності для прогнозування ресурсу з урахуванням специфіки реальної навантаженості несучої металоконструкції визначеної та математично описаної після проведення ряду багатofакторних експериментальних випробувань у польових умовах. Також у даному випадку доцільно провести експериментальні випробування на циклічну тріщиностійкість матеріалів металоконструкцій с/г техніки, які проводяться на машинах, що забезпечують навантаженість зразків при заданих параметрах за потрібною схемою навантаження з урахуванням оточуючого (за необхідністю) середовища. Необхідно, щоб приспособлення, які використовуються для закріплення зразків з максимальною точністю відтворювали схему навантаження робочої частини зразка, а також забезпечували задану жорсткість і міцність зразка у зоні прикладання навантаження. Типи зразків та схеми їх навантажень приймаються у відповідності до поставленої задачі досліджень, розмірів та форми конструкції, з якої вирізаються зразки, механічних властивостей матеріалу, обладнання, яке використовується в експерименті. Установки для досліджень оснащуються апаратурою для вимірювання максимального і мінімального навантаження, кількості циклів навантаження, довжини тріщини, параметрів навколишнього середовища [1,2, 4].

Література.

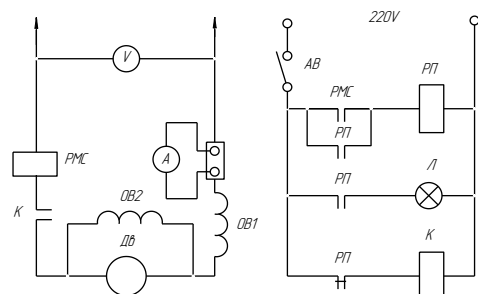
1. Рыбак Т. И. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. – Тернопіль.: “Збруч”, -2002. -332 с.
2. Андрейкив А. Е. Разрушение квазихрупких тел с трещинами при сложном напряжённом состоянии. – Киев: Наук. думка, 1979. – 144 с.
3. Андрейкив А. Е., Дарчук А. И. Усталостное разрушение и долговечность конструкции. АН Украины. – Физ.-мех. ин-т. – К.: Наук. думка, 1992. – 184 с.
4. Панасюк В. В., Андрейкив А. Е., Ковчик С. Е. Методы оценки трещиностойкости конструкционных материалов. – Киев: Наук. думка, 1977. – 277 с.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ТРИЩИНІЙКОСТІ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ НЕСУЧИХ РАМ С/Г ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

В переважній більшості випадків, експериментальні дослідження рам мобільних с/г машин проводяться при однокомпонентному навантаженні, наприклад згині зразка знакозмінним моментом. Реалізація таких випробувань істотно спотворює картину навантаженості вузла з причини що у реальних експлуатаційних умовах має місце сумісна дія згину з крученням, це призводить до отримання недостатньо коректних результатів. Вітчизняна промисловість не випускає спеціалізованого устаткування для випробувань на втому великогабаритних рам с/г транспортних машин. З метою зниження витрат доцільними є випробування зон, лімітуючих довговічність рам. Для експериментальних досліджень елементів тримких рам розроблено спеціальний стенд, який дозволяє відтворювати навантаження, наближене до експлуатаційного, фіксувати початок утворення макротріщини з її подальшою візуальною реєстрацією. Стенд, є машиною з механічним збуджувачем циклічних навантажень (рис. 1.а.). Принцип дії базується на перетворенні обертового руху вихідного вала електродвигуна 1 у коливальний рух зразка 5. Зразок закріплюється у спеціальні тримачі – захвати 6, які при допомозі шарніра 7 з'єднуються з шатуном 4, що перетворює рух ексцентрика 3 у переміщення зразка.



а) функціональна схема стенда



б) схема автоматичної реєстрації втомної тріщини

Рис. 1. Стенд для проведення випробувань

Значне значення має реєстрація моменту зародження втомної макротріщини а також граничного стану локальної моделі у процесі досліджень. Найбільш доступним і таким, що забезпечує оцінку втомного пошкодження на будь-якому етапі випробувань зварних вузлів несучих систем є метод, заснований на зміні потужності привідного електродвигуна установки. Для застосування електродвигуна як датчика у системі реєстрації рівня пошкоженості зразка застосовується електродвигун постійного струму з паралельним збудженням, оскільки даний тип двигуна має "жорстку" характеристику. Для реєстрації моменту зародження втомної макротріщини, враховується, що за умови забезпечення постійності напруги на електродвигуні і частоти вантаження зразка потужність є лінійною функцією струму. Реєстрація зародження макротріщини стає можливою при включенні в ланцюг якоря контактного амперметра або реле мінімального струму, з'єднаних з лампою як засобом сигналізації. На рис. 1.б. показана схема автоматичної реєстрації втомної тріщини з світловою сигналізацією. У момент появи втомної макротріщини починається зниження споживаної потужності, що приводить до спрацьовування реле, електродвигун установки зупиняється і включається сигнальна лампа.

ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ІНДУКЦІЙНОГО НАПЛАВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН З ВИКОРИСТАННЯМ ІНЕРЦІЙНИХ СИЛ (ВІБРАЦІЇ)

В різних галузях народного господарства, в тому числі і в сільськогосподарській техніці, використовують робочі органи у вигляді тонких плоских деталей, в тому числі тонкі фасонні диски з зубчатою і суцільною робочою поверхнею. З метою підвищення зносостійкості, і забезпечення самогострювання в процесі експлуатації робочі поверхні наплавляють зносостійкими порошкоподібними твердими сплавами (шихта) за допомогою струмів високої частоти. Товщина шару наплавленого металу складає відповідно 0,3...2,5 мм. Цей метод постійно вдосконалюється з метою покращення експлуатаційних властивостей.

Для цього авторами була розроблена нова технологія індукційного наплавлення з використанням інерційних сил (вібрації) [1, 2], яка полягає в тому, що при початковому розплавленні порошкоподібного твердого сплаву до моменту його повного розплавлення деталь піддають вібрації частотою 50 Гц і амплітудою коливань 0,8 – 1,2 мм. Наплавлений метал при вібрації має більш високу дисперсність і однорідність. Така структура, як правило, має нижчий рівень залишкових напружень, що відображається на деформації (прогинах дисків). Рівномірність товщини шару наплавленого металу з використанням вібрації покращується на 8 – 10% в порівнянні з одночасним наплавленням без використання вібрації.

Підвищення рівномірності товщини шару наплавленого металу з використанням вібрації можна досягнути за рахунок вдосконалення технології, тобто використання обмежувачів товщини і ширини засипання порошкоподібного сплаву в зоні наплавлення, один з яких виготовлений у вигляді плоского кільця, встановленого на верхній поверхні диска, яка не підлягає наплавленню, а другий встановлений на торці диска у вигляді циліндричного кільця, при цьому внутрішня його частина виконана по формі торця диска. Слід відзначити, що при вібрації відбувається розтікання рідкого розплавленого металу із зони наплавлення, що впливає на рівномірність товщини шару наплавленого металу.

Необхідно відмітити, що обмежувачі товщини і ширини засипання порошкоподібного твердого сплаву виготовлені з жаростійкого матеріалу, який має властивість пропускати електромагнітні поля і не прилипати до стінки рідкого металу.

Результати досліджень показали, що рівномірність товщини шару наплавленого металу з використанням обмежувачів покращується на 15-20% в порівнянні з вібрацією без обмежувачів. Застосування розробленої авторами технології наплавлення в техніці дасть значний економічний ефект в підвищенні ресурсу роботи деталей (дисків) за рахунок покращення рівномірності товщини шару наплавленого металу з використанням індукційного нагрівання.

Література.

1. Шаблій О.М. Новітня технологія індукційного наплавлення тонких плоских деталей з використанням інерційних сил / Шаблій О.М., Пулька Ч.В., Сенчишин В.С., Король О.І. // Тези доповідей на міжнародній науково-технічній конференції присвяченій 50-ти річчю ТНТУ ім. І. Пулюя 19-21 травня 2010 р., с.35-36.

2. Шаблій О.М. Спосіб наплавлення тонких плоских сталевих деталей [Текст] / О.М. Шаблій, Ч.В. Пулька, В.С. Сенчишин, О.І. Король, М.В. Шарик // позитивне рішення на видачу патенту України по заявці №u201006501 від 07.09.2010р.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПІДЖИВЛЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ПОТОКІВ В ГНУЧКИХ РУКАВАХ

Переваги шнекового транспорту є беззаперечними при транспортуванні сипких матеріалів на значні відстані, однак шнекові машини мають невисоку продуктивність. Останнім часом для транспортування таких вантажів широко почали використовувати пневмотранспорт, продуктивність якого є високою, але енерговитрати є надто великими. Тому доцільно було б спроектувати транспортер, який увібрав би в собі переваги вищезгаданих конструкцій, але був би позбавлений їх недоліків.

Ще одним недоліком шнекових механізмів, які працюють зокрема у закритих рукавах є те, що при відсутності контакту спіралі шнека з транспортною речовиною, остання дуже швидко втрачає кінетичну енергію за рахунок як зовнішнього так і внутрішнього тертя. Це призводить до утворення заторів транспортного матеріалу та його ущільнення. Оскільки здійснити надання кінетичної енергії потоку сипкого матеріалу в закритому гнучкому рукаві механічним методом є дуже важко, то необхідно використати переваги пневматичного приводу.

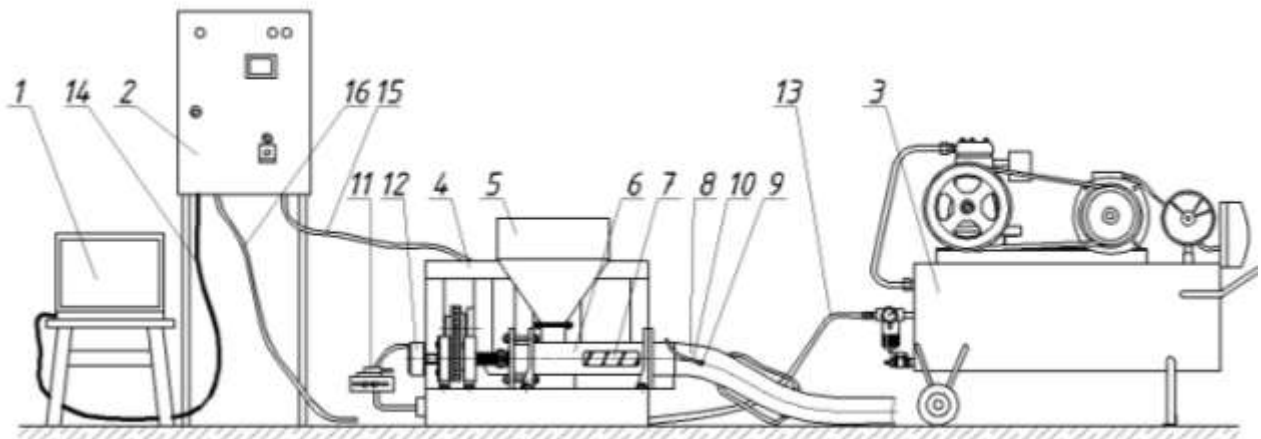


Рис.1. Схема дослідної установки з підживленням транспортного потоку в закритому рукаві:

1 – комп'ютер; 2 – «Альтівар»; 3 – компресор; 4 – рама транспортера; 5 – бункер;
6 – корпус живильника; 7 – шнек; 8 – гнучка труба; 9 – повітряне сопло; 10 – шланг живлення повітряного сопла; 11 – пневморозподільник; 12 – обертовий пневмоперехід;
13 – повітряний шланг; 14 – комунікаційний кабель RS 232; 15 – кабель живлення електродвигуна транспортера; 16 – кабель живлення «Альтівара»

На рисунку 1 зображена вдосконалена схема дослідної установки з підживленням в гнучкому рукаві. Основна її відмінність від існуючої полягає в тому, що у гнучку трубу 8 встановлено повітряні сопла 9. Перша пара сопел встановлена на відстані 150 мм від початку труби, друга пара - через 1500 мм. Особливістю такого підживлення є те, що сопла встановлені одне навпроти одного. При цьому вісь встановлення другої пари сопел повернута на 90° відносно осі встановлення першої пари сопел, що сприяє оптимізації та зрівноваженню повітряного потоку всередині труби.

В результаті встановлення даного типу підживлення значно збільшилась продуктивність транспортування та зменшилось навантаження на електродвигун.

НАВІСНИЙ ЯМОКОПАЧ

Навісний гвинтовий ямокопач, який виконано у вигляді видовженого пустотілого корпуса 1, всередині якого встановлено, наприклад, три гвинти 3 з можливістю кругового і осьового переміщення. Останні виконані у вигляді центрального вала, а нижня конусна частина 4 якого знизу виконана у вигляді трикутних виступів для подрібнення маси ґрунту чи твердої породи в яку вони врізаються. Гвинти встановлені в обертальні труби 5 з можливістю осьового і кругового обертання. Знизу в них виконані трикутні насічки аналогічні насічці трикутних виступів нижнього корпуса, яка служить для подрібнення тої породи в яку вони врізаються. Для кращого транспортування подрібненої маси гвинтовий ямокопач і обертальні труби обертаються в протилежні сторони в направляючих 2. В свою чергу обертальні труби встановлені в напрямні труби 6 з можливістю осьового і кругового повертання. Останні жорстко об'єднані в один каркас з рамою і кріпляться до пустотілого корпуса 1 відомими способами з можливістю осьового і кругового переміщення. Для кращого проникнення в ґрунт знизу напрямні труби загострені разом з пустотілим корпусом під гострим кутом.

Зверху пустотілий корпус жорстко з'єднаний з рамою 7, в середині якої розміщений кінематичний привід, який приводиться в рух від вала потужності 9 транспортного засобу до приводного вала 8, а кількість гвинтів ямокопачів є рівною ширині ями з якими взаємодіють. В свою чергу рама з корпусом жорстко закріплена до системи навіски 10 і під'єднуються до транспортного засобу.

Навісний гвинтовий ямокопач в робочому положенні може бути вертикальним, або під кутом, змінюючи робоче положення за допомогою навіски на транспортному засобі під кутом до горизонту і переміщатися з транспортним засобом в необхідному напрямку.

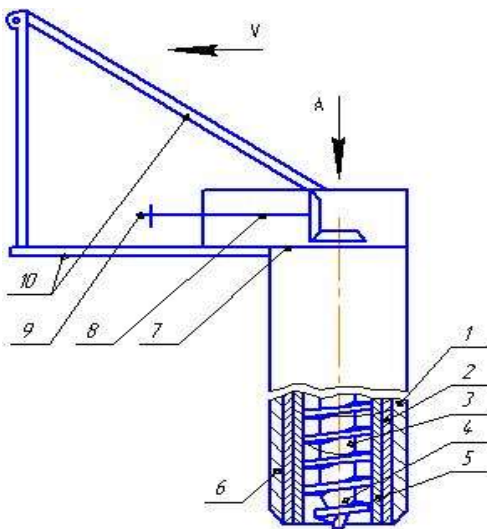


Рис.1 Навісний гвинтовий ямокопач

Робота навісного гвинтового ямокопача здійснюється наступним чином. Спочатку він за допомогою навіски 10 жорстко кріпиться до транспортного засобу, а вал відбору потужності 9 транспортного засобу під'єднують до приводного вала 8. Після підготовчих операцій транспортний засіб разом з ямокопачем підводять до місця де необхідно копати ями. Включають вал відбору потужності і обертовий рух передається на гвинти, обертальні труби, які повертаються навколо своїх осей в протилежні напрямки і опускаються вниз подрібнюючи ґрунт своїми насічками і транспортують його вгору, де його відводять відомими способами (на кресленні не показано).

До переваг навісного гвинтового ямокопача відноситься розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

УДК 621.34

М. Цепенюк

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ДОСЛІДЖЕННЯ І ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМУ ПІДЙМАННЯ СТІЛИ РОТОРНОГО ЕКСКАВАТОРА

Багаторічний досвід експлуатації роторних екскаваторів на підприємствах гірничо-добувної промисловості показав, що однією із слабких ланок в даних машинах є механізм підймання стріли роторного колеса. Він часто виходить з ладу із-за поломки механічного синхронного вала. Це приводить до багатоденних простоїв екскаваторів, що суттєво відображається на продуктивності гірничо-рудних комплексів.

Поломка синхронного механічного вала виникає в результаті дії на нього великих скручувальних моментів. Проведені дослідження механічних і електричних параметрів приводу показали, що основною причиною поломки синхронного вала є різні моменти навантаження, які діють на ротори двигунів лівої і правої сторін привідної системи.

Для вирівнювання швидкостей обертання роторів двигунів при різних моментах навантаження, замість механічного синхронного вала запропоновано електричну синхронізацію – систему синхронного обертання із зрівноважувачим електричним валом. Дана система проста за конструкцією, економічна і надійна в експлуатації. Вона утворюється додатковим обладнанням основних привідних двигунів асинхронними двигунами з контактними кільцями. При цьому ротори основних і додаткових (зрівноважувачих) двигунів з'єднані попарно між собою механічно, а обмотки роторів всіх зрівноважувачих двигунів – електрично. Додаткові електродвигуни служать в даній системі для вирівнювання навантаження основних двигунів і, відповідно, швидкостей обертання роторів.

З метою правильного підбору зрівноважувачих двигунів були проведені статичні і динамічні дослідження запропонованої системи синхронного обертання. Механізм підймання стріли роторного колеса – це єдина електромеханічна система, яка складається із двох підсистем – механічної і електричної. Дослідження даної системи проводились з врахування механічних і електромагнітних перехідних процесів. У механічній підсистемі враховувалось розсіювання енергії за схемою пружно-в'язкого тіла і зазори. Рівняння, які описують електромагнітні перехідні процеси, складаються із рівнянь електродвигунів і структурних рівнянь, які описують електричний зв'язок обмоток роторів зрівноважувачих двигунів. Рівняння двигунів враховують насичення магнітопроводів. Розв'язуючи рівняння механічної і електричної підсистем, отримано математичну модель механізму синхронного обертання підймання стріли роторного колеса екскаватора. Всі рівняння системи представлені в нормальній формі Коші, що дає можливість без затруднень інтегрувати їх чисельними методами.

Інтегруючи отриману систему рівнянь при різних початкових умовах і параметрах системи, досліджено їх вплив на динаміку системи. Досліджено також динаміку системи при різних видах навантаження, в тому числі і при повторно-змінному навантаженні. Встановлено, що при певній частоті коливань навантаження в системі виникає резонанс, що приводить до різкого зростання навантажень в механічній підсистемі. При цьому розсіювання енергії в механічній підсистемі суттєво зменшує амплітуди механічних коливань. Наявність зазорів в механічній підсистемі приводить до збільшення навантажень при пуску механізму і до зменшення навантажень при резонансі, що пояснюється нелінійністю системи. Отримані результати досліджень дали можливість оптимально підібрати зрівноважувачі двигуни системи.

УСТАНОВКА ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ ТА ЗМІШУВАННЯ КОРМІВ

Надійне і якісне приготування однорідних за складом композицій з різними фізико-механічних властивостей сипких і вологих компонентів, які знаходяться в кусковому і зернистому вигляді, їх змішування і транспортування в умовах сільськогосподарського виробництва є широко застосованим процесом для годівлі сільськогосподарських тварин, від результатів якого залежить якість готової продукції.

Установка для подрібнення і змішування кормів тварин зображена на рис. 1. Вона забезпечує розширення технологічних можливостей і відпрацювання конструкції установки на технологічність шляхом виконання установки для подрібнення і змішування корму у вигляді рами, бункера, подрібнюючих і гвинтових змішуючих елементів з приводами, регулювальних елементів, тари для збирання корму.

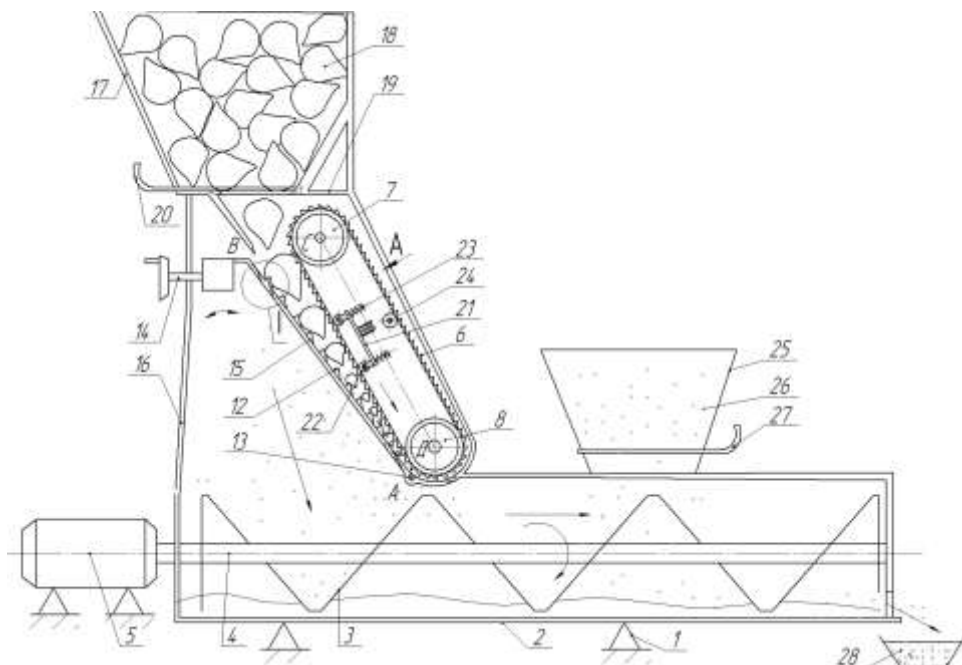


Рис.1. Установка для подрібнення і змішування кормів

Робота установки для подрібнення і змішування корму здійснюється наступним чином. Кормові буряки 7 з бункера 6 під власною вагою поступають в зону подрібнення при відповідному положенні шибера 8. Включається електродвигун 3 і за допомогою рукоятки 5 виставляють у відповідне положення опорну стінку 4 корпуса в залежності від розмірів буряків 7 і при роботі подрібнюючого конвеєра здійснюється їх подрібнення, маса яких поступає у жолоб 1 куди поступає сипкий корм 10 з бункера 9 заданих норм і за допомогою шнека 2 змішується і поступає в ємність 11 де його відповідно використовують.

У кормовиробництві для подрібнення кормів, за даними проф. Ревенка І.І. поширені дискові та барабанні різальні апарати, нами запропонований третій варіант – конвеєрний різальний апарат, який має розширені технологічні можливості, підвищеної продуктивності праці і конструкція відпрацьована на технологічність.

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ МІНІМУМУ ПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ДЕФОРМАЦІЇ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ СТАТИЧНО НЕВИЗНАЧУВАНИХ СИСТЕМ

Розв'язування задач теорії пружності на підставі диференціальних рівнянь – досить складний процес. Тому замість цього можна шукати розв'язок виходячи з енергетичних уявлень щодо твердого деформівного тіла, насамперед про потенціальну енергію деформації та її екстремальні властивості, застосовуючи варіаційні методи розв'язку задач.

Згідно з принципом найменшої роботи, що застосовується для визначення невідомих реакцій R_1, R_2, \dots, R_n у статично невизначуваних системах необхідно записати частинні похідні від потенціальної енергії деформації за невідомими факторами $\frac{\partial U}{\partial R_1}, \frac{\partial U}{\partial R_2}, \dots, \frac{\partial U}{\partial R_n}$ і прирівняти їх до нуля $\frac{\partial U}{\partial R_1} = 0, \frac{\partial U}{\partial R_2} = 0, \dots, \frac{\partial U}{\partial R_n} = 0$.

За даною методикою розкрито статичну невизначуваність нерозрізних балок із зацімленим кінцем. При визначенні невідомих реакцій для статично невизначуваних нерозрізних балок з шарнірно нерухомими і рухомими опорами задача дещо ускладнюється.

Особливістю розв'язку такого типу задач є наступні. При складанні виразу потенціальної енергії деформації необхідно одну із невідомих реакцій обов'язково виразити через інші невідомі реакції та через зовнішні силові фактори, застосовуючи при цьому одне із рівнянь статички. Далі, за відомою методикою визначають невідомі реакції у статично невизначуваних нерозрізних балках.

За даною методикою проведено розрахунок несучої рами викопуючого пристрою (коренекопача) бурякозбирального комбайна з дисковими викопуючими органами. При розв'язанні задачі реалізована наступна розрахункова модель (рис. 1).

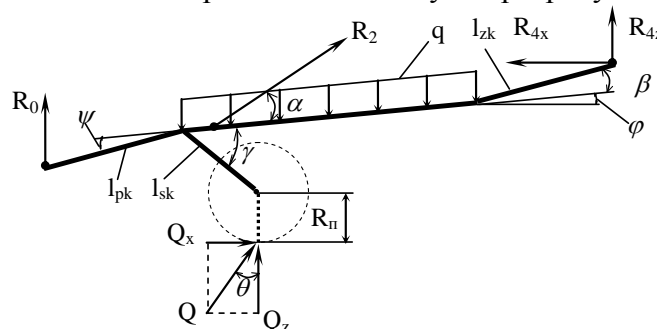


Рис. 1. Розрахункова схема дискового викопуючого пристрою

Викопуючий пристрій складається з основної рами, жорсткість якої значно перевищує жорсткість інших частин рами і до якої прикладене розподілене навантаження (власна вага системи q) і самих дискових копачів, у яких при виконанні технологічного процесу створюється тяговий опір ґрунту Q , направлений під кутом θ , що може змінюватись в межах $0-40^\circ$. Проведено моделювання як геометричних характеристик несучої конструкції, так і навантаження (заглиблення/виглиблення копача). Задача розв'язана також числовим методом (методом скінчених елементів). Похибка при порівнянні результатів не перевищує 5%.

ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РАБОТИ ШВИДКОХІДНИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

Гвинтові конвеєри, зокрема швидкохідні, широко використовуються як транспортуючі засоби, живильники та дозатори в різних галузях господарства. Одним із найефективніших методів підвищення стабільності та керованості процесу подачі вантажу швидкохідними конвеєрами є вибір раціональних режимів роботи, при яких стабілізуються параметри транспортування вантажу за умови мінімізації енергоємності.

З метою спрощення розрахунку раціональних параметрів та режимів роботи гвинтових конвеєрів досліджувались критерії кінематичної та динамічної подібності, одним з яких є критерій $C_{\beta\Pi}$, що не залежить від абсолютних його розмірів і має рекомендоване значення $C_{\beta\Pi} = 0,2$. Для випадку потоку ця величина, із врахуванням коефіцієнту приведення k_{β} визначається як:

$$C_{\beta\Pi} = k_{\beta} \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \beta_{\infty} = k_{\beta} \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1), \quad (1)$$

де α - кут підйому гвинтової поверхні; β_{∞} - кут підйому гвинтової траєкторії потоку без врахування сил тяжіння, φ_1 - кут зовнішнього тертя вантажу до поверхні гвинта.

Із експериментальною величиною $K = dq / d\omega = \Delta Q / (D^3 \Delta \omega)$, що визначається як тангенс кута нахилу кривої на графіку кутова швидкість - питома продуктивність, безрозмірний параметр $C_{\beta\Pi}$, при відомому коефіцієнту заповнення φ , рівний

$$C_{\beta\Pi} = \frac{k_T k_0 \varphi}{8K} - 1, \quad (2)$$

де k_T - коефіцієнт кроку, $k_T = T / D$; k_0 - коефіцієнт приведення площі живого перетину конвеєра до діаметра гвинта, $k_0 = (D_0^2 - d^2) / D^2$; φ - коефіцієнт наповнення.

Відповідно, значення коефіцієнта приведення k_{β} , за експериментальною величиною K , визначається за залежністю

$$k_{\beta} = (k_T k_0 \varphi - 8K) / [8K \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1)]. \quad (3)$$

Ще одним критерієм подібності транспортування є величина Sc_{Π} (рекомендоване значення $Sc_{\Pi} = 0,4$), яка є відношенням критичної швидкості транспортера до кутової швидкості його гвинта і задає динамічну подібність швидкохідного гвинтового транспортера, його здатність перебороти силу тяжіння

$$Sc_{\Pi} = \frac{\omega_{\Pi}}{\omega} = k_{\Pi} \sqrt{\frac{2g}{\mu_2 D \omega^2} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1)} = k_{\Pi} \sqrt{\frac{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1)}{\mu_2 P}}, \quad (4)$$

Тоді основні раціональні параметр транспортування, - осьова складова швидкості v_z , кутова швидкість частинки потоку ω_A та кут нахилу траси транспортування β_{Π} визначаються за залежностями:

$$v_{\Pi} = \frac{T\omega}{2\pi} \cdot \frac{1 - Sc_{\Pi}}{1 + C_{\beta\Pi}}; \quad (5) \quad \omega_{\Pi} = \omega \frac{Sc_{\Pi} + C_{\beta\Pi}}{1 + C_{\beta\Pi}}; \quad (6) \quad \operatorname{tg} \beta_{\Pi} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{1 - Sc_{\Pi}}{Sc_{\Pi} + C_{\beta\Pi}} \quad (7)$$

Позначивши $K_S = (1 - Sc_{\Pi}) / (1 + C_{\beta\Pi})$ залежності (5)- (7) можна спростити

$$v_{\Pi} = K_S T \omega / 2\pi; \quad (8) \quad \omega_{\Pi} = \omega (1 - K_S); \quad (9) \quad \operatorname{tg} \beta_{\Pi} = K_S \operatorname{tg} \alpha / (1 - K_S) \quad (10)$$

Секція: МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО, МІЦНІСТЬ МАТЕРІАЛІВ І КОНСТРУКЦІЙ

Керівники: проф. П. Ясній, проф. П. Стухляк, проф. М. Підгурський
Секретар: ст. викл. І. Окіпний

УДК 539.3

П. Ясній, С. Федак, І. Шульган

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ДОСЛІДЖЕННЯ ГРАНИЧНОГО СТАНУ СТРУКТУРНО НЕОДНОРІДНОГО МАТЕРІАЛУ З ТРІЩИНОЮ ЗА ДОПОМОГОЮ ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ ANSYS

Вивчення закономірностей впливу структурної неоднорідності на граничний стан матеріалу в умовах одновісного розтягу та повзучості проводили з використанням методу скінчених елементів (МСЕ) на розрахункових моделях з тріщиною, у вершині якої розміщені структурно-неоднорідні компоненти. Розрахункова модель складається з трьох матеріалів – пластичної матриці, крихких включень, що розміщені в матриці згідно ймовірнісного двовимірного рівномірного закону розподілу та матеріалу, що моделюється. Розрахунки проводили у пружно-пластичній постановці. При проведенні розрахунків була активована опція руйнування матриці та включень у моделі. Для визначення величини КІН та розкриття у вістрі тріщини на кожному ітераційному кроці навантаження використовували спеціально розроблені постпроцесорні макроси.

Пошкоджуваність матеріалу у вершині тріщини можна умовно розділити на пошкоджуваність, отриману за попереднього розтягу та пошкоджуваність матеріалу спричинену повзучістю за сталого КІН. Пошкоджуваність ω_p за одновісного розтягу

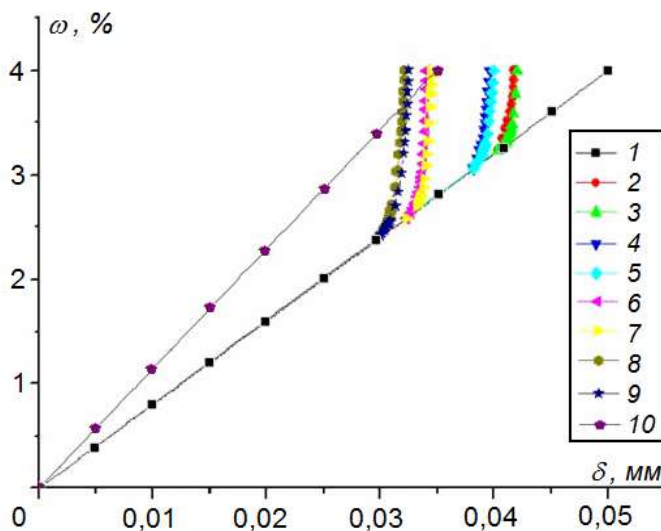


Рис. 1. Залежність пошкоджуваності матеріалу ω від розкриття тріщини δ за розтягу (1), комбінованого розтягу (10), повзучості (3, 5, 7, 9) та динамічної повзучості (2, 4, 6, 8).

пошкоджуваністю матеріалу у вершині тріщини у момент її старту (граничний стан матеріалу), і для сплаву АМг6 в межах КІН від 26 до 33 МПа $\sqrt{м}$ становить 4%. Пошкоджуваність можна розглядати як критерій тріщиностійкості, оскільки розрахунки показали, що незалежно від виду (розтяг, повзучість) та схеми навантаження (розтяг, комбінований розтяг, розтяг + повзучість, розтяг + динамічна повзучість), граничний стан досягається при пошкоджуваності у вершині тріщини, що дорівнює критичній.

представлена на рисунку кривою 1 і має лінійну залежність від розкриття δ_p у вершині тріщини. Залежність приросту пошкоджуваності від приросту розкриття вершини тріщини за повзучості та динамічної повзучості представлена на рисунку кривими 2-9.

Залежно від попереднього навантаження одновісним розтягом матеріал буде містити різну кількість пор, утворених внаслідок деформування матеріалу. Із збільшенням попереднього навантаження одновісним розтягом, збільшується попередня пошкоджуваність.

Критичне значення параметру характеризується

СТАДІЙНІСТЬ ЗАРОДЖЕННЯ МНОЖИННИХ ДЕФЕКТІВ ЗА УМОВ МАЛОЦИКЛОВОЇ ВТОМИ

Відомо, що за умов мало циклового навантажування значну частку довговічності матеріалу становить зародження втомних тріщин. Цей процес зумовлений накопиченням та перерозподілом дефектів кристалічної структури. Збільшення циклічного напручування спричиняє ефекти локалізації мікропластичних деформацій та зростання структурного рівня деформування. Наступним етапом є утворення мікротріщин, їх коалесценція з утворенням макродефекту та руйнування зразка. Проведене дослідження присвячене аналізу структурних рівнів пошкоджуваності сталі 25X1M1Ф за малоциклового деформування.

Циклічну довговічність досліджували на зразках, з розмірами робочої ділянки $25 \times 5 \times 4$ мм. Зразки навантажували циклічним розтягом з частотою 1,0 Гц, за трикутної форми циклу навантажування. Дослідження проводили за температури 20°C . Бічні поверхні зразків досліджували методом електронної мікроскопії на мікроскопі РЕМ-106И.

З метою оцінювання кінетики накопичення втомних пошкоджень у матеріалі на мікро-, мезо- і макрорівнях циклічне деформування сталі 25X1M1Ф розглядали як структурований багаторівневий процес. *Мікрорівень*. Під час циклічного напручування у матеріалі накопичувались пошкодження на межах зерен, в околі яких розташовані карбідні включення. Наявність цих мікроконцентраторів напружень стимулює накопичення деформаційних дефектів, мікропор, це спричиняє локалізацію пластичних деформацій на мікрорівні і перехід процесу деформування на мезорівень.

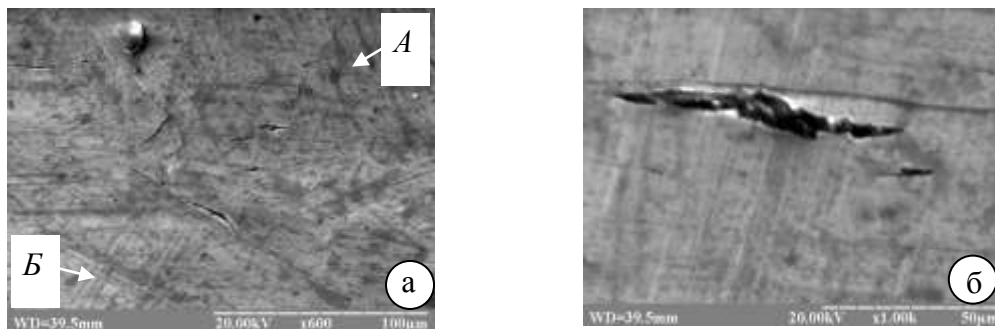


Рис. 1. Смуги ковзання – а та втомні тріщини б на поверхні зразка з сталі 25X1M1Ф

Мезорівень. На мезорівні носіями деформації є тривимірні мезооб'єми (конгломерати зерен), які зміщуються за схемою "зсув + поворот", рис. 1а. Механізм ротаційної пластичності визначався їх взаємним проковзуванням спричиняючи часткову релаксацію напружень, особливо у приповерхневих шарах матеріалу. *Макрорівень*. На поверхні зразків після руйнування було виявлено сформовану сітку тріщин орієнтованих перпендикулярно напрямку навантажування. Тріщини зароджувались на ділянках поверхні які ідентифіковано як смуги ковзання, див. рис. 1а (позн. А, Б). Типовий вигляд втомної тріщини у зразку сталі 25X1M1Ф подано на рис. 1б. Таким чином, з точки зору фізичної мезомеханіки зародження, коалесценція та ріст тріщин визначається впливом колективних мод циклічного пластичного деформування.

ВПЛИВ ПЛАСТИЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ ТА НАВОДНЮВАННЯ НА ПАРАМЕТРИ МАГНІТНОЇ ДЕФЕКТОСКОПІЇ

Відомо, що попереднє пластичне деформування (ППД) матеріалів дозволяє підвищити їх тріщиностійкість. Це особливо важливо для теплостійких сталей, які піддаються наводнюванню під час експлуатації.

Завданням даної роботи було виявлення основних закономірностей впливу ППД на діаграми деформування корпусної реакторної сталі 15X2МФА (II), а також діагностування структурних змін матеріалу методами неруйнівного контролю.

Вимірювали коерцитивну силу сталі 15X2МФА (II) у вихідному стані та деформованої до 3,0 %, коерцитиметром КРМ-Ц-К2М, величина похибки вимірювання коерцитивної сили становила до 5% від виміряного значення. Виявлено, що деформування розтягом сталі 15X2МФА збільшує значення коерцитивної сили. Зростання значень H_c зумовлено змінами у дислокаційній структурі матеріалу, а також зародженням і поширенням мікротріщин при ППД [1]. Оскільки зародження мікротріщин є колективним ефектом в дислокаційних структурах з структурною перебудовою, цей процес відображається у зростанні H_c з 13,5 А/м до 15,2 А/м (рис. 1).

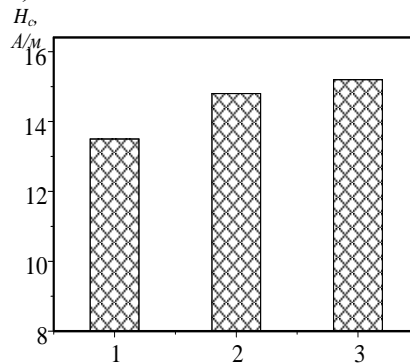


Рис. 1. Значення коерцитивної сили (H_c) для вихідного стану (1), наводненої після деформування (2) та наводненої до деформування ($\epsilon = 3,0$ %) сталі 15X2МФА (II)

Слід зазначити, що присутність водню під час пружно-пластичного деформування істотно понижує рівень розтягувальних напружень порівняно з ненаводненим металом

Виявлено, що границя текучості сталі 15X2МФА(II) у вихідному стані $\sigma_{0,2} = 850$ МПа, після наводнювання і деформування матеріалу до $\epsilon = 3,0$ % вона знижується до 770 МПа. Водень знижує значення умовної межі текучості на 10 % порівняно з ненаводненим матеріалом.

Таким чином, обидві схеми деформування (наводнювання після деформування та наводнювання до деформування) сталі 15X2МФА спричиняють структурну деградацію матеріалу і зростання H_c . Це задовільно узгоджується із механізмами зміни коефіцієнту деформаційного зміцнення, який значно більший для наводнених зразків у порівнянні із ненаводненими (на 15% при $\epsilon = 3,0$ %).

Література.

1. Михеев М.П., Горкунов Э.С. Магнитные методы структурного анализа и неразрушающего контроля. М.: Наука, 1993 -.252с.

КОРОЗІЙНА ПОШКОДЖУВАНІСТЬ СТАЛІ КОЛЕКТОРА ПАРОПЕРЕГРІВАЧА

Колектори пароперегрівачів теплових електричних станцій експлуатуються в умовах високого тиску водяної пари (14 МПа) при температурі 500 °С, що потребує використання сталей з високою межею міцності та теплостійкості. Під впливом значного тиску і підвищених температур упродовж тривалого терміну експлуатації значно змінюється мікроструктура, властивості сталі та накопичується пошкоджувальність, яка може ініціювати руйнування колекторів пароперегрівачів.

В роботі досліджували шліфи сталі 12Х1МФ вирізані з ділянок приєднання патрубків до колектора пароперегрівача. Сталь колектора експлуатувалась протягом 200 000 годин. Дослідження мікроструктури сталі виконували на растровому електронному мікроскопі РЕМ-106И.

Мікроструктурні дослідження сталі 12Х1МФ виявили розпад перлітної структури матеріалу, укрупнення та сфероїдизацію карбідів і виділення їх на границях феритних зерен. На шліфі, виявлено значну кількість клиновидних корозійних тріщин, які поширюються з внутрішньої сторони колектора пароперегрівача.

У приповерхневих шарах колектора пароперегрівача внаслідок термомеханічних напружень активуються дифузійні процеси і знеуглецьовується сталь. Внаслідок знеуглецювання приповерхневих шарів концентрація вуглецю стає менша, ніж в об'ємі металу, що відіграє роль рушійної сили знеуглецювання. При цьому утворюється водень, який дифундує в об'єм металу і викликає міжзеренне руйнування. Розпад перлітної структури, укрупнення карбідів та виділення їх по границях зерен є факторами нестабільності структури сталі 12Х1МФ. Включення карбідів по границях зерен полегшують утворення мікропор та сприяють міжзеренному руйнуванню сталі.

Початок руйнування викликаний існуванням на поверхні металу певної неоднорідності чи включень, що утворюють локальні корозійно активні ділянки на яких виникає пітингова корозія. В подальшому, від вже існуючих пітингів утворюються тріщиноподібні дефекти – фізично короткі тріщини, які збільшують концентрацію напружень та зміщують активну ділянку з поверхні металу до вершини тріщини, що викликає додатковий ефект локалізації корозійного руйнування металу. У вершині тріщини створюється квазістаціонарна анодна мікрозона, яка призводить до неперервного та дискретного просування вершини тріщини вглиб металу. Утворюються також вторинні корозійні мікротріщини на границях зерен, які викликають поглинання зерен тріщиною та збільшення її ширини. В результаті утворюються клиноподібні корозійні тріщини повністю заповнені продуктами корозії.

Погіршення характеристик міцності сталі 12Х1МФ пов'язане з її внутрішнім знеуглецюванням при інтенсивному необоротному водневому окрихчуванні і втраті міжкристалітної міцності за рахунок пороутворення і виділення на границях зерен карбідів. Наводнювання металу на етапі роботи колектора під навантаженням відбувається за рахунок процесів дисоціації і хемосорбції газоподібного водню, що присутній в водяній парі; каталітичного розкладу пари на свіжоутвореній поверхні внаслідок її корозійної активності. Водень дифундує в зону найбільших напружень безпосередньо перед вершиною тріщини, де його концентрація значно перевищує середні значення. При досягненні в зоні перед вершиною тріщини критичної комбінації напруження і вмісту водню відбувається підростання тріщини.

ОЦІНЮВАННЯ ГРАНИЧНОГО СТАНУ РОЛИКІВ МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОГО ЛИТТЯ ЗАГОТОВОК

Під час експлуатації роликів машин безперервного лиття заготовок (МБЛЗ) робоча поверхня ролика розтріскується внаслідок термічної втоми, спричиненої періодичним контактом з розжареним металом (1100-1200 °С) та охолодженням в атмосфері водяної пари. Температура поверхні ролика змінюється від 450...670 °С в зоні контакту до 100...250 °С в зоні охолодження. Тріщини, що зародилися на поверхні ролика, внаслідок дії згинальних напружень можуть підростати, досягаючи критичної довжини спричиняючи не прогнозоване руйнування ролика [1].

Метою роботи є ймовірнісне оцінювання граничного стану цільнокваного ролика МБЛЗ із сталі 25Х1М1Ф, яке ґрунтується на моделюванні руйнування за статичного навантаження з використанням діаграми оцінювання руйнування, з урахуванням ймовірнісних характеристик навантаження та дисперсії механічних властивостей ($\sigma_{0,2}$, σ_B , K_{Ic}). Характеристики механічних властивостей сталі при 20° С: $\sigma_{0,2} = 750...760$ МПа, $\sigma_B = 850...870$ МПа).

Статичну в'язкість руйнування визначали за позацентрового розтягу компактних зразків, вирізаних із фрагменту бочки ролика діаметром 320 мм, який експлуатувався на горизонтальній частині МБЛЗ, та розраховували за ударною в'язкістю, визначеною на зразках Шарпі.

Характеристики механічних властивостей сталі (σ_B , $\sigma_{0,2}$) описували логарифмічно-нормальним законом розподілу, а статичну в'язкість руйнування K_{Ic} – законом розподілу Вейбулла.

Оцінювання граничного стану ролика МБЛЗ проводили за процедурою SINTAP. Ймовірність руйнування ролика оцінювали за 3-ма методами: Монте-Карло, надійності І-го порядку, Монте-Карло з вибіркою за значущістю.

Використовуючи діаграму оцінювання руйнування (ДОР) і отримані функції розподілу з використанням методу Монте-Карло обчислено ймовірність руйнування ролика МБЛЗ (P_f) з тріщиною, в залежності від довжини тріщини і прикладеного зусилля. Результати цих методів оцінки ймовірності руйнування P_f задовільно узгоджуються між собою за різних експлуатаційних навантажень конструкції. Визначено граничне значення напружень в ролику, для аварії середнього рівня важкості ($P_f=10^{-3}$), і аварії з важкими наслідками ($P_f=7 \cdot 10^{-5}$).

Підсумовуючи одержані результати, слід зазначити, що за максимальної довжини тріщини конструкція є чутливою до зміни тріщиностійкості матеріалу.

Запропоновано методику ймовірнісного оцінювання граничного стану ролика МБЛЗ з поверхневою півеліптичною тріщиною, яка ґрунтується на ДОР і аналізі напружено-деформованого стану і враховує дисперсію характеристик механічних властивостей за одновісного розтягу та статичної тріщиностійкості. Її використання дозволило визначити допустимі глибини дефектів в ролику МБЛЗ, залежно від технологічних параметрів розливки та матеріалу слябу.

Література.

1. Шапран Л.А., Иванова Л.Х. О стойкости роликов зоны вторичного охлаждения слябовых МНЛЗ // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2009. – № 2. – С. 10-15.

**ВПЛИВ ТЕРМОМЕХАНІЧНОГО ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ НА ТРИМКУ
ЗДАТНІСТЬ СТАЛІ КОРПУСУ РЕАКТОРА**

Попереднє термомеханічне навантаження тіл з тріщинами полягає в навантаженні тіла за температури, яка перевищує температуру в'язкокрихкого переходу, і призводить до значного підвищення опору матеріалів крихкому руйнуванню. Ця проблема досить актуальна для атомної енергетики, оскільки в процесі експлуатації метал корпусу реактора в активній зоні піддається інтенсивному нейтронному опроміненню, яке призводить до окрихчення і підвищенню температури зміни характеру руйнування від крихкого до в'язкого. Внаслідок цього крихке руйнування матеріалів корпусів є можливе при аварійних режимах роботи, коли необхідне заливання холодної води в корпус реактора.

Дослідження тримкої здатності проводили за позацентрового розтягу компактних зразків із сталі 15Х2МФА ($\sigma_{0,2} = 900$ МПа, $\sigma_b = 1000$ МПа, $t = 20$ °С), термообробка якої моделює радіаційне окрихчення матеріалу на середині терміну експлуатації реактора типу ВВЕР-440.

Експерименти проводили на сервогідравлічній машині СТМ-100, керування якої здійснюється від персонального комп'ютера. Попереднє термомеханічне навантаження здійснювали за температури 623К згідно схеми з повним розвантаженням при $\bar{K} = 0,85$ за розтягу та комбінованого розтягу (розтяг з накладанням низькоамплітудної циклічної складової, яку задавали від генератора типу ГЗ-112).

Попередньо на всіх зразках вирощували первинні втомні тріщини при коефіцієнті асиметрії циклу навантажування $R = K_{\min}/K_{\max} = 0,1$ та частоті навантажування 40 Гц (тут K_{\min} , K_{\max} – найменший і найбільший коефіцієнт інтенсивності напружень). Відносна довжина первинної тріщини становила (0,45 ... 0,55)b. Придатність зразків для подальших досліджень визначали рівновіддаленістю кінців втомної тріщини від осі прикладання сили, яка не перевищувала 5%.

При руйнуванні зразків $t = 19$ мм за температури 293 К вимірювали розкриття вершини тріщини по двох давачах місткового типу.

Встановлено, що залишкове і усереднене залишкове розкриття тріщини на поверхні зразка, виміряне на мікроскопі МІМ-10, залежить від відстані до вістря тріщини. Найбільшого значення воно досягає на відстані 0,4...0,6 мм від вершини тріщини. В подальшому спостерігається зменшення залишкового розкриття тріщини по мірі віддалення від вершини тріщини.

Виявлено, що існує чітка залежність критичного коефіцієнта інтенсивності напружень K_f після попереднього термомеханічного навантаження від критичного розкриття вершини тріщини, як без врахування, так і з врахуванням залишкового розкриття вершини тріщини. Чим більше зростає внаслідок попереднього термомеханічного навантаження критичне розкриття вершини тріщини як без врахування, так і з врахуванням залишкового розкриття вершини тріщини, то більші значення критичного K_f отримано при їх руйнуванні.

Виявлено, що незалежно від режимів навантаження отримано підвищення опору крихкому руйнуванню досліджуваної сталі у порівнянні із K_{1c} . Так за статичного попереднього термомеханічного навантаження критичний КІН збільшується приблизно на 40% та на 25 % за комбінованого попереднього термомеханічного навантаження.

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ В МІКРОЗОНАХ КОНТАКТІВ СКЛО-МЕТАЛ ТА СКЛО-СИТАЛОЦЕМЕНТ МЕТОДОМ ФОТОПРУЖНОСТІ

При оцінці міцності складних складових скловиробів виникає необхідність визначати напружено-деформований стан (НДС) в мікронах небезпечних ділянок.

Дана робота присвячена визначенню залишкових напружень в мікронах контактів скло - метал та скло - ситалоцемент.

Практика показала доцільність у застосуванні для подібних задач методу фотопружності. Визначення НДС методом фотопружності в цьому випадку має свої особливості за рахунок: по-перше, низької оптичної чутливості скла ($C \approx 3 \cdot 10^{-12} \text{ Па}^{-1}$), що ускладнюється різними товщинами, які проходить зондуєчий промінь світла; по-друге, криволінійністю розглянутих поверхонь і по-третє, різними розмірами зон, що досліджуються та їх складною конфігурацією.

В літературі розглядаються питання визначення залишкового напруження в склі [1,2], але визначення НДС в мікронах скловиробів, висвітлено недостатньо.

Для роботи застосовували поляризаційний мікроскоп ПОЛАМ-312Р, оснащений деякими додатковими вузлами. Виміри проводили в монохроматичному поляризованому світлі ($\lambda = 550 \text{ нм}$) при збільшенні ~ 300 крат. Для виключення розсіювання світла на криволінійних поверхнях використовували іммерсійну ванну на основі кедрового масла. Для реалізації синхронного повороту системи поляризатор - чвертьхвильова пластинка – аналізатор при проведенні компенсації за Сенармоном, обертали не систему, а сам об'єкт, що розглядався.

Дослідження картини оптичної різниці ходу в склі з металовиводами дало напруження, графік яких вздовж радіуса зображений на рис.1. Дослідження картини в зоні спаю скло - ситалоцемент на 3-х зразках, показало, що оптична різниця ходу (хоч і доволі мала - $\Delta \sim 25 \text{ нм}$) в зоні спаю існує і при товщині шару скла $5,6 \div 6,0 \text{ мм}$ відповідає напруженню $\sim 1,5 \text{ Мпа}$. Графік розподілу цих напружень на рис.2;

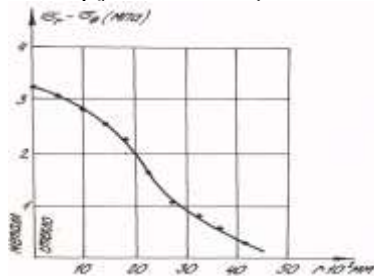


Рис. 1. Розподіл величин $\sigma_r - \sigma_\theta$ вздовж поверхонь матеріалів у зоні контакту

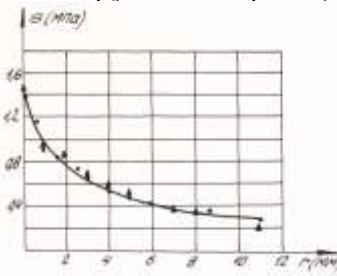


Рис. 2. Розподіл напружень в зоні контакту скло – ситалоцемент

Висновки. Результати роботи доцільно використовувати в галузі МТДТ при оцінці міцності різних скловиробів, особливо при проведенні прискорених випробувань, що дозволить підвищити ймовірність безпечного й безвідмовного використання та зберігання ЕВП.

Література.

1. Абен Х.К. Интегральная фотоупругость / Абен Х.К. –Таллин: "Вальгус", 1975.–283 с.
2. Мильніков О. Визначення залишкових напружень у мікронах скловолокон світловодів / Мильніков О.В. // Вісник ТДТУ.– Тернопіль.– 2008.–№2.– С. 21-27.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ УЩІЛЬНЮВАЛЬНИХ ПАР ГІДРОПРИВОДІВ ЗАТВОРІВ

Експлуатаційні властивості й довговічність гідроприводу поворотного затвора визначається надійною роботою резино-металевих ущільнювальних пар зворотно-поступального руху. Термін служби й міжремонтні ресурси гідровузлів у більшості випадків лімітують гумові ущільнювачі, що контактують із робочими металевими поверхнями при їхньому взаємному переміщенні. Тому поліпшення умов роботи гумових деталей є актуальним і важливим завданням.

Рішення цього завдання можливо двома шляхами:

1. За рахунок удосконалювання якості гум, конструкцій ущільнювальних деталей, посадкових місць.

2. За рахунок оптимізації мікрорельєфу поверхні контртіла. Можливості першого шляху в цей час уже в значній мірі вичерпані, у той час як другий шлях являє собою істотний резерв підвищення термінів служби гумових ущільнювачів і, як наслідок, - гідровузла в цілому.

Для досліджень був розроблений і виготовлений стенд, показаний на (рис.1), що складається з металевого каркаса, на якому змонтовані всі вузли й деталі.

Привід установки здійснювався від електродвигуна 1 постійного струму, що забезпечувало безступінчасте регулювання швидкості. Зворотно-поступальний рух штока 7 одержував від кривошипно-шатунного механізму 2 через тягу 3 і повзун 4.

Шток становив ущільнювальні зони з гумовими кільцями 6 круглого перетину.

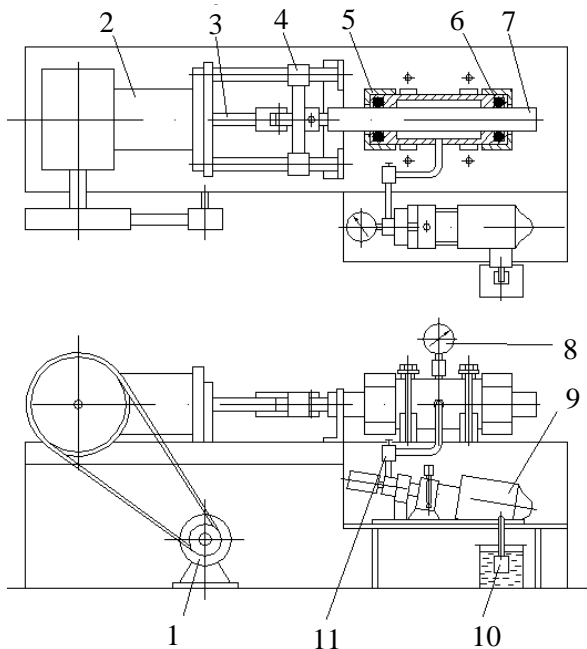


Рис. 1. Стенд для випробувань ущільнювальних пар

За допомогою ручного насоса 9 типу ГН-200М у ущільнюючі зони, циліндра-імітатора 5 через фільтр 10 подавалося масло АМГ-10 ГОСТ 6794-75. Тиск масла в циліндрі фіксувалося зразковим манометром 8. Після створення необхідного тиску в циліндрі-імітаторі 5 перекривався вентиль II. У результаті чого циліндр представляв собою герметичну порожнину. Робочий хід штока становив 130 мм, тиск створюваний у циліндрі до 200 кгс/см^2 (19,6 МПа), швидкість переміщення штока до 0,2 м/с. Стенд дозволяв визначати зусилля зсуву. Для цього шток 7 від'єднувався від тяги й повзуна. Із правої сторони штока 7, між навантажувальним болтом і торцем штока встановлювався динамометр

стиску, а з лівої сторони штока - стійка з індикаторною головкою. Після створення тиску в циліндрі-імітаторі 5 за допомогою навантажувального гвинта через динамометр зусилля передавало на шток 7. Момент початку дотику фіксувався по індикаторній головці, а зусилля дотику по індикатору динамометра стиску.

УДК 539.422

А. Сорочак, Ю. Пиндус

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ДОСЛІДЖЕННЯ МІКРОСТРУКТУРИ МАТЕРІАЛУ ОСЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ЛОКОМОТИВІВ

Осі колісних пар залізничного транспорту виготовляються із заготовок з середньо вуглецевої сталі марки ОСЛ [1], отриманої мартенівським, киснево-конвертерним чи електродуговим способом. Хімічний склад сталі відповідає нормам, приведеним в таблиці 1.

Таблиця 1 – Хімічний склад сталі ОСЛ (масова доля хімічних елементів, %)

C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Cu
			не більше				
0,42- 0,45	0,60- 0,90	0,15- 0,35	0,040	0,040	0,30	0,30	0,25

Дослідження мікроструктури матеріалу осей КПЛ проводилися за допомогою скануючого електронного мікроскопу Selmi РЕМ-106И в режимі вторинних електронів. Для виявлення структури матеріалу поверхня плоских зразків протравлювалася сумішшю HNO_3 і HCl у співвідношенні 1:5.

Мікроструктура сталі ОСЛ зображена на рисунку 1. Дана доєвтектоїдна сталь належить до сталей ферито-перлітного класу. Електронно-мікроскопічні дослідження виявили наявність структурно-вільного фериту та перлітних колоній. На основі аналізу одержаних фотографій електронного скануючого мікроскопу встановлено, що феритні зерна займають близько 30% площі досліджуваної ділянки зразка. Їх середній розмір близько 10 мкм. Середній розмір перлітних колоній 25 мкм, відстань між пластинками цементиту складає в середньому 0,2 мкм. За дисперсністю цементитних пластин структуру можна характеризувати, як сорбіт [2]. Даний тип структури характеризується високою міцністю і в'язкістю при підвищеній твердості, що покращує експлуатаційні характеристики осей КПЛ.

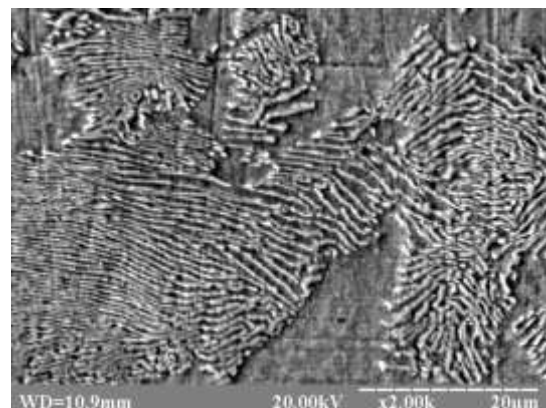
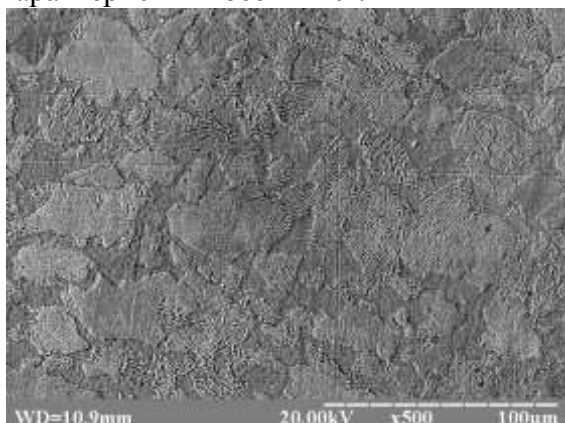


Рис. 1. Мікроструктура сталі ОСЛ

Література.

- ГОСТ 4728-96. Заготовки осевые для подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. – М: Из-во стандартов, 1997. – 6 с.
- Гуляев А.П. Металловедение. – М.: Металлургия, 1986. – 544 с.

УДК 678.5; 621.891

І. Ярема, П. Колибаб'юк, Ю. Наконечний, А. Антонов

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ВІДНОВЛЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ КУЛЬОВИХ КРАНІВ Ду-50 «GROVE» ШЛЯХОМ РЕСТАВРАЦІЇ КУЛІ ТА МОДЕРНІЗАЦІЇ ПОЛІМЕРНИХ УЩІЛЬНЕНЬ

На технологічних лініях компресорних станцій (КС) магістральних газопроводів України використовується значна кількість кульових кранів Ду-50 виробництва фірми «Grove» (Італія). По конструкції — це крани з фіксованим кульовим затвором. Ущільнення кульового затвору здійснюється шляхом підтискання сідла до кульової поверхні за допомогою тарільчатої пружини та перепаду тиску в закритому положенні крана. Герметизація пари «сідло-куля» в кранах забезпечується тефлоновим ущільненням, яке запресоване в кільцеву проточку металевого сідла. Для ущільнення металевого сідла з корпусом крана використовується гумове кільце круглого перерізу.

Термін експлуатації кранів Ду-50 «Grove» на деяких КС України становить 25 і більше років. Хоча внутрішні частини цих кранів (куля, шток, сідла) покриті нікелем, але внаслідок тривалої експлуатації та дії агресивних середовищ це покриття в деяких місцях руйнується. Незахищені покриття ділянки кулі піддаються шкідливій дії корозії і, як наслідок, на робочій поверхні утворюються лунки та борозни. Глибина цих лунок може коливатися від сотих до пів міліметра. Причиною виходу з ладу пластмасових ущільнень кульового затвору є ерозійне зношування та пошкодження робочої поверхні при попаданні в зону контакту абразиву та інших твердих механічних частинок.

Авторами розроблена технологія ремонту цих кульових кранів, яка полягає в наступному. Насамперед, проводиться повне розбирання крана та очищення (промивка) всіх його деталей. Потім оцінюється робочий стан кулі, сидел, пластмасових та гумових ущільнень, тобто визначається наскільки вони зношені чи пошкоджені корозією. Якщо нікелеве покриття кулі збережене, а на її поверхні є тільки незначні подряпини, то кулю полірують, запресовують в сідла нові пластмасові ущільнення та замінюють на нові всі гумові ущільнення. При пошкодженні захисного покриття на робочій поверхні кулі та за наявності глибоких канавок чи лунок, кулю на сферотокарному верстаті обточують, а потім наносять нове захисне покриття. Оскільки при цьому зовнішній діаметр кулі стає меншим, то вносяться зміни в конструкцію ущільнень таким чином, щоб вона забезпечувала повну герметичність кульового затвору. Для виготовлення нових ущільнень використовується фторопласт марки Ф-4К20, який має в своєму складі 20 % коксу і характеризується підвищеною, порівняно з іншими фторопластами, зносостійкістю. Застосування цього матеріалу дозволяє підвищити герметичність ущільнення і значно зменшити крутні моменти завдяки низькому коефіцієнту тертя його по металу. Після реставрації кулі та заміни всіх ущільнень проводиться збирання крана та його випробування спочатку в лабораторних, а потім в експлуатаційних умовах.

Описана вище технологія ремонту кульових кранів Ду-50 «Grove» дозволяє не тільки відновлювати їх роботоздатність, але й дає можливість економити підприємствами ДК «Укртрансгаз» валютні кошти на придбання нових кранів.

ПЛАСТМАСОВІ ЛОПАТКИ ТУРБОДЕТАНДЕРІВ: РОЗРАХУНОК НАПРУЖЕНЬ В ЗАМКОВІЙ ЧАСТИНІ

Для запуску газотурбінних установок, що експлуатуються на компресорних станціях магістральних газопроводів, застосовуються пускові турбодетандери, в яких напрямні та робочі лопатки можуть виготовлятися з полімерних конструкційних матеріалів.

Лопатки турбодетандерів виготовлялись з поліаміду склонаповненого марки ПА-66 КС методом лиття під тиском і мають замкову частину у формі зубців трикутної форми, яка монтується у кільцеві пази сталевого диска ротора (рис. 1). Оскільки робоча температура пластмасових лопаток від'ємна, то для того, щоб виключити можливість послаблення замкового з'єднання, вони в процесі монтажу запресовуються з попереднім натягом. Для перевірки міцності замкової частини пластмасової лопатки потрібно знайти сумарний розподіл контактних напружень на поверхні зубців від попереднього натягу та від зміни температури. В реальних конструкціях пластмасових лопаток кут нахилу α зубців хвостової частини більший кута тертя φ в парі "пластмаса-метал" ($\alpha > \arctg f = \varphi$). В цьому випадку при запресовуванні замкової частини лопатки в кільцевий паз металеві обійми відбувається відносно проковзування контактних поверхонь зубців обійми та лопатки. Завдяки наявності сил тертя, частина натягу вздовж осі "у" не компенсується. Як показують виконані розрахунки, контактні напруження від цього некомпенсованого натягу σ'_H мають найбільше значення при вершині зубця і зменшуються в напрямі його основи.

Друга частина сумарних контактних напружень від компенсованого натягу σ''_H , навпаки, зростає від вершини зубця до його основи. Компенсація натягу, що спричиняє цю частину контактних напружень, здійснюється за рахунок відносного проковзування зубців обійми та лопатки, а також за рахунок деформації деталей з'єднання вздовж осі "у" та зубця обійми вздовж осі "х".

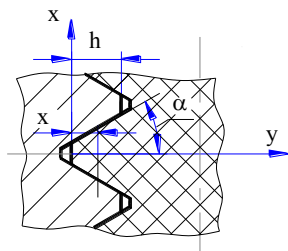


Рис. 1. Профіль зубця лопатки

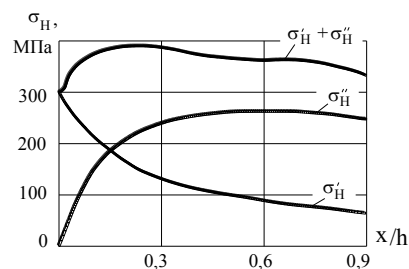


Рис. 2. Розподіл контактних напружень в замку лопаток

На рис. 2 показаний графік розподілу контактних напружень від некомпенсованого σ'_H та компенсованого σ''_H натягів вздовж зубця пластмасової лопатки, виготовленої з поліаміду склонаповненого ПА-66 КС для випадку, коли $\alpha = 30^\circ$; висота зубців $h = 1,8$ мм; кількість зубців – по три з кожної сторони і сумарний натяг вздовж осі "у" – 0,2 мм.

СТАТИСТИЧНА ОЦІНКА ВЛАСТИВОСТЕЙ СТАЛІ ВСт3пс НА ДІЛЯНЦІ ТЕРМІЧНОГО ВПЛИВУ ВІД ЗВАРНОГО ШВА

Поведінка зварних конструкцій під дією навантажень важко піддається прогнозуванню за допомогою класичних інженерних методик через багатofакторність впливу на показники міцності і надійності. Вищу збіжність розрахункових і фактичних показників отримують, використовуючи сучасні комп'ютерні методики розрахунку, які базуються на методі скінчених елементів або на імовірнісних підходах оцінки поведінки. Така методика дає можливість оперативно виконувати великі обсяги розрахунків, зручна для інженерного використання. Однак для її реалізації необхідно мати об'єктивну і достовірну вхідну інформаційну базу як за геометричними показниками конструкції, схемою та режимами навантажування, так і за властивостями конструкційних матеріалів, особливо на ділянці термічного впливу від зварного шва.

Для експериментальної оцінки властивостей сталі ВСт3пс, яка досить часто використовується для виготовлення зварних навантажених конструкцій, використано 18 пластинчастих зразків, вирізаних з кутникового вальцьованого профілю 25x25x4 мм. Зразки шліфували до шорсткості Ra 0,25, розрізали поперек і зварювали напівавтоматичним дуговим зварюванням в захисному середовищі вуглекислого газу. Довжина шва 10 мм. Визначали твердість за Бріннелем на сертифікованому твердомірі. Точки для контролю рівномірно розподіляли від напавленої ділянки шва до 12 мм по перпендикуляру до осі шва. Отримано 81 експериментальний результат значень НВ.

За результатами натурного експерименту виконана оцінка достовірності результатів та приналежність крайніх і суміжних точок за критерієм Ірвіна.. Виявлені точки, які випадають з вибірки. Виконані розрахунки статистичних характеристик розсіювання твердості сталі ВСт3пс на ділянці термічного впливу в залежності від віддалі до шва (рис. 1, 2).

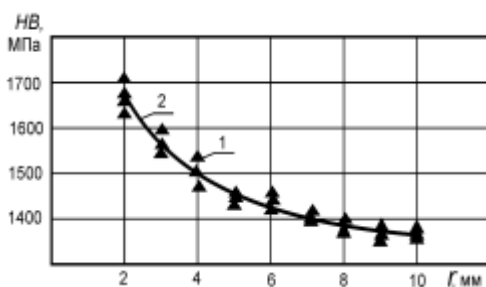


Рис. 1. Залежність значення твердості HV сталі ВСт3пс від віддалі до зварного шва r за результатами натурного експерименту (1) та апроксимації (2)

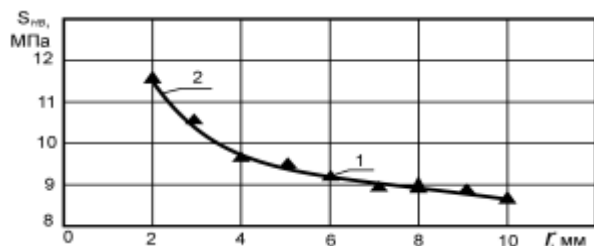


Рис. 2. Розсіювання значень твердості поверхні на ділянці термічного впливу зварених зразків зі сталі ВСт3пс за результатами натурного експерименту (1) та апроксимації (2)

Отримані значення твердості НВ можна використати в інформаційному масиві для комп'ютерного моделюючого експерименту при визначенні поведінки зварних конструкцій під впливом навантажень. Крім того за відомими залежностями отримані результати можна перерахувати в значення умовної границі текучості $\sigma_{0,2}$ для різних частин ділянки термічного впливу від зварного шва. Використання отриманих експериментальних результатів зводить до мінімуму розбіжності розрахункових та фактичних показників поведінки зварних навантажених конструкцій.

Секція: **ЕЛЕКТРОТЕХНІКА І СВІЛОТЕХНІКА**

Керівники: **проф. В. Андрійчук, проф. П.Євтух, доц. М. Ямко**

Секретар: **ст. викл. В. Коваль**

УДК 621.327

В. Андрійчук, С. Поталіцин, М. Наконечний

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

АКТУАЛЬНІСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ДЖЕРЕЛ СВІТЛА В СИСТЕМИ ЗОВНІШНЬОГО ОСВІТЛЕННЯ

Мережі зовнішнього освітлення великих і малих міст, а також села є невід'ємною частиною енергетичного господарства країни. На освітлення витрачається до 20% електроенергії, що виробляється в світі. Тому зниження енергозатрат на зовнішнє освітлення є дуже актуальною темою. В даний час в системах зовнішнього освітлення використовують розрядні лампи типу ДРЛ, ДНаТ, ДРИ. Найбільш поширеними світильниками, які використовують для освітлення вулиць є світильники типу ЖКУ, а саме світильник ЖКУ-11У виробництва фірми «Ватра».

У системах зовнішнього освітлення при зниженні інтенсивності руху транспорту і застосуванні енергозберігаючих джерел світла споживання електричної енергії, без погіршення якості освітлення, можна знизити до 50%. Оскільки згідно з ДБН В.2.5-28-2006 С. 23 середня горизонтальна освітленість на рівні покриття вулиць, доріг, проїздів і площ сільських населених пунктів повинна бути не меншою 2 лк., тому для забезпечення нормативних вимог для освітлення доріг з малою інтенсивністю руху ми можемо використати компактні люмінесцентні лампи, що дозволить в значній мірі підвищити енергоефективність систем зовнішнього освітлення.

Компактні люмінесцентні лампи виконуються з електронним пускорегулюючим апаратом (ЕПРА), який забезпечує запалювання лампи, тобто пробій міжелектродного проміжку і формування в ньому необхідного виду розряду та підтримку сталого режиму роботи. Використання компактних люмінесцентних ламп з ЕПРА покращує роботу лампи та продовжує її термін експлуатації. Вдосконалення схем ЕПРА дає змогу не тільки покращити світлові характеристики лампи, але і знизити затрати на виробництво самих апаратів, що при масовому виробництві дасть значний економічний ефект.

Метою роботи є впровадження енергозберігаючих джерел світла в зовнішньому освітленні, а саме компактних люмінесцентних ламп і покращення їх роботи при низьких температурах.

Для досягнення поставленої мети було сформульовано наступні завдання:

- провести аналіз стану зовнішнього освітлення населених пунктів з малою інтенсивністю руху;
- визначити основні фактори, що впливають на світлотехнічні параметри освітлення;
- провести оцінку споживання електричної енергії і визначити резерви її зниження;
- виконати теоретичні дослідження по використанню компактних люмінесцентних ламп в освітлювальних мережах;
- проаналізувати світлові прилади, що використовуються в системах зовнішнього освітлення.

В роботі проведено аналіз стану зовнішнього освітлення населених пунктів Тернопільської області Збараського району. Запропоновано використання на базі світильників фірми «Ватра-Шредер» Опух2 джерел світла КЛЛ 4U/45-W-E40.

Проведено експериментальні дослідження світлового розподілу світильників Опух2 з використанням компактною люмінесцентною лампи типу 4U/45-W-E40.

ВПЛИВ ТЕПЛООВОГО РОЗІГРІВУ ДЖОУЛЯ НА КВАНТОВУ ЕФЕКТИВНІСТЬ СВІТЛОДІОДІВ

Ефективність прямого перетворення електричного струму в світлову енергію – основна проблема при створенні енергоощадних ламп високої яскравості на основі світлодіодів (СД). Вона визначається зовнішньою квантовою ефективністю.

На сьогоднішній день зовнішня квантова ефективність найкращих світових зразків СД на базі GaN в області кімнатних температур складає 20-35%. Однак, на практиці важлива не тільки ефективність, але і величина випромінюваного світлового потоку та якість кольоропередачі. Для збільшення світлового потоку СД потрібно збільшувати кількість електрон-діркових пар, які рекомбінують в області гетеропереходу в одиницю часу. Це легко зробити збільшуючи величину струму через гетероперехід. Проте, збільшення густини струму приводить до збільшення концентрації дефектів кристалічної ґратки, на яких рекомбінують електрон-діркові пари без випромінювання квантів світла, тобто до зменшення внутрішньої квантової ефективності гетеропереходу.

Механізм відводу тепла в оточуюче середовище у світлодіодів досить складний. На відміну від традиційних джерел світла, світлодіоди не випромінюють тепло, а проводять його в напрямку від гетеропереходу до розміщеного на корпусі радіатора. Шлях відводу тепла утворюється багатьма тепловими опорами між структурними елементами СД. В зв'язку з цим, використання потужних СД пов'язане з потенціальною можливістю надмірного збільшення температури гетеропереходу, від якої безпосередньо залежать надійність і світлотехнічні характеристики СД.

В роботі побудована теплоелектрична модель потужного СД на базі InGaN\GaN, яка містить в собі стаціонарне рівняння теплопровідності

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial x_i^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial y_i^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial z_i^2} = 0, \quad (1)$$

де $i=1, 2, 3$ – номер діодної структури, і рівняння термогенерації

$$q(x, y) = [1 - \eta_e(x, y)] j_f(x, y) U_f, \quad (2)$$

де $q(x, y)$ - густина тепла, U_f – пряма напруга на СД, $j_f(x, y)$ – густина струму.

В результаті розв'язку системи рівнянь при адіабатичних умовах другого роду на бокових гранях отриманий розподіл температури в гетероструктурі. Показано, що збільшення квантової ефективності СД можна досягти збільшуючи величину струму. При цьому, особливо актуальним стає режим тепловідводу тепла від гетероструктури. При виборі ефективної системи тепловідводу СД можуть успішно конкурувати з традиційними джерелами світла.

АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИМІРЮВАНЬ РІВНЯ ОСВІТЛЕНОСТІ ВІД СВІТИЛЬНИКІВ МІСЦЕВОГО ОСВІТЛЕННЯ

В даний час, замість ламп розжарювання для світильників місцевого освітлення, все частіше використовують компактні люмінесцентні лампи та світлодіоди. Через нерівномірність розподілу сили світла в просторі від цих джерел світла, освітленість на робочій поверхні також нерівномірна. Саме тому необхідно визначити величину рівня освітленості при використанні різних джерел світла в комбінації із різними світловими приладами. Для підвищення якості та швидкості вимірювань та опрацювання експериментальних даних, нами розроблено і виготовлено автоматизовану установку (рис. 1) у вигляді приставки до персонального комп'ютера, яка підключається через послідовний (COM) та паралельний (LPT) порт.

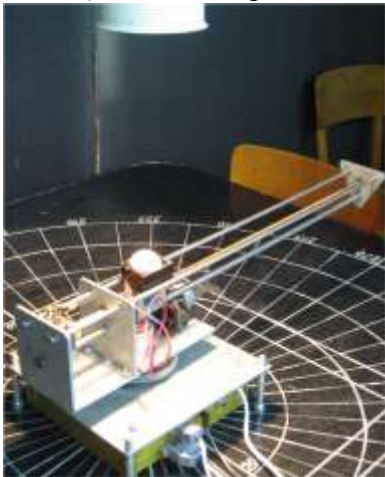


Рис. 1. Автоматизована установка для вимірювання рівня освітленості на робочій поверхні

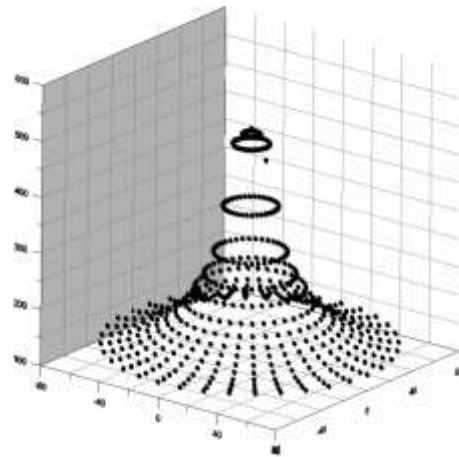


Рис. 2. Вимірний розподіл освітленості на робочій поверхні від настільного світильника

Вимірювання освітленості автоматизованою установкою проходить в наступній послідовності: 1) вимірюється освітленість в центрі робочої поверхні; 2) фоточутливий давач переміщається вздовж штанги (рис. 1) на задану відстань l ($l = R/m$, де R – максимальний радіус переміщення, м; m – кількість точок, в яких здійснюється вимірювання в радіальному напрямку, шт.); 3) штанга обертається навколо центру робочої поверхні і вимірюється освітленість при різних наперед заданих кутах повороту штанги; 4) після проходження повного кола штанга повертається в початкове положення, а фоточутливий давач на відстань $2l$ від центру робочої поверхні; 5) даний процес продовжується циклічно доки фоточутливий давач не переміститься до крайньої точки на штанзі на відстані R від центру. Після цього він повертається у вихідне положення для проведення наступних вимірювань.

Крок переміщення фоточутливого давача в радіальному та кутовому напрямках задається в залежності від вимог до густини розміщення точок, в яких вимірюється освітленість.

В результаті вимірювань формується звіт у вигляді текстового файлу із значеннями величини освітленості. Числові дані можна представити у графічному вигляді, як наведено на рис. 2

ВИКОРИСТАННЯ ОПТИЧНОГО ВИПРОМІНЮВАННЯ ДЛЯ ЗАТВЕРДІННЯ ЛАКОФАРБОВИХ ПОКРИТЬ

Фотохімічні процеси у даний час займають одне з важливих місць у поліграфії, меблевій, деревообробній, радіоелектронній промисловості, де є необхідність нанесення лакофарбових покриттів з хорошими адгезійними, механічними та декоративними властивостями.

Широке використання лакофарбових покриттів у будівельній галузі ставить аналогічну задачу по впровадженню опромінювальних установок у даній галузі для оздоблювальних і внутрішніх будівельних робіт.

Для успішної роботи з матеріалами УФ-тверднення необхідно знати особливості їх складу та механізми фотохімічної полімеризації. На відміну від традиційних лаків та фарб, матеріали УФ-тверднення не мають у своєму складі розчинників, що шкідливо впливають на здоров'я людей і навколишнє середовище. Натомість у їх складі є нові компоненти – фотоініціатори та фотосенсибілізатори. Фотосенсибілізатори поглинають енергію опромінення та активують ініціатори. Ініціатори, в свою чергу, викликають реакцію полімеризації.

На рис.1 показано спектр поглинання сенсibilізатора А, який визначає спектральну ефективність процесу фотополімеризації.

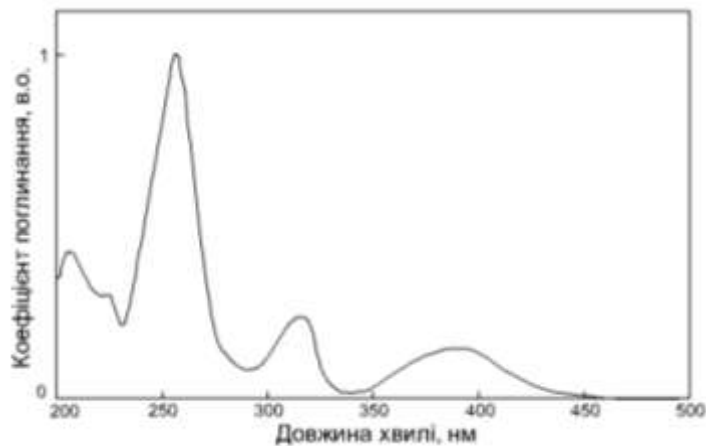


Рис. 1. Відносна спектральна чутливість сенсibilізатора А.

Отже, випромінювання, яке використовується в технологічному процесі фотополімеризації лакофарбових покриттів, основним чином зосереджене у ультрафіолетовій та частково у видимій області спектру – 200-460 нм.

У роботі розглянуто основні механізми фотохімічної полімеризації лакофарбових покриттів, досліджено їх склад, оптичні властивості сенсibilізаторів, що визначають спектральну чутливість процесу фотополімеризації, адгезійну та механічну міцність покриттів, тривалість процесу.

На основі проведеного аналізу здійснено вибір джерел випромінювання для опромінювальних установок, визначено їх ефективність для оптичних технологій у будівництві. Проведено монтаж установок; підготовлено експериментальні зразки лакофарбових покриттів, що використовуються у внутрішніх будівельних роботах.

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ НАПІВПРОВІДНИКОВИХ ДЖЕРЕЛ СВІТЛА

Інжекційна люмінесценція – світіння напівпровідника поблизу р-п переходу, включеного у пряму напругу. Основними стадіями процесу є інжекція неголовних носіїв заряду через р-п перехід та їх випромінювальна рекомбінація з головними носіями. Коефіцієнт корисної дії (η) приладу – це відношення ефективної потужності до затраченої. Для напівпровідникових джерел світла ефективною потужністю можна вважати потужність світлового випромінювання, тобто світловий потік (Φ). А затрачена потужність це споживана електрична потужність (P).

$$\eta = \frac{\Phi}{P}$$

Для напівпровідникових джерел світла ККД можна розкласти на наступні складові: коефіцієнт корисної дії системи відбивача (при його наявності), коефіцієнт зовнішнього виходу фотонів із середовища та безпосередньо внутрішній квантовий вихід р-п переходу.

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$$

де η_1 – коефіцієнт корисної дії системи відбивача (це відношення світлового потоку що випромінюється світловим приладом, до потоку напівпровідникового джерела світла), η_2 – коефіцієнт зовнішнього виходу фотонів (відношення кількості квантів які вийшли із лінзової системи до кількості квантів генерованих світла), η_3 – внутрішній квантовий вихід інжекційної люмінесценції (відношення кількості квантів світла до кількості інжекттованих електронно-діркових пар). Одна з основних складових яка впливає на коефіцієнт корисної дії – коефіцієнт квантового виходу.

На рисунку 1 наведені характеристики залежності зовнішнього квантового

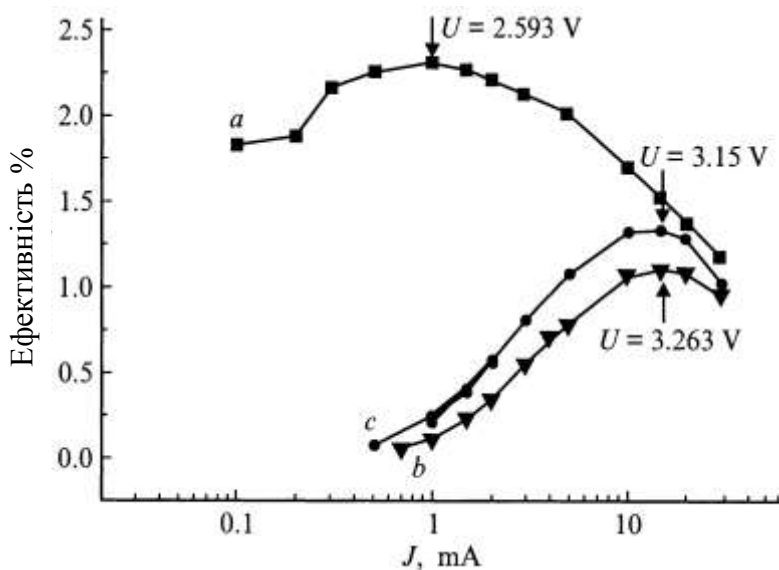


Рис. 1 Залежність ККД квантового виходу від величини струму для трьох типів світлодіодів

виходу світлодіодів від величини струму для трьох типів світло-діодів. Приведені значення напруги при якій спостерігається максимум коефіцієнта квантового виходу, а отже і коефіцієнта корисної дії, у відносних одиницях.

Зовнішній квантовий вихід випромінювання синіх світло-діодів досягає 63%, а світлова віддача білих – 150 лм/Вт.

В роботі проведено оцінку енергетичної ефективності світлодіодів з використанням інтегрального фотометра діаметром кулі 0,35 м.

ГРАДУЮВАННЯ МАТРИЧНИХ ОПТИЧНИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ ТА ФОТОКАМЕР НА ЇХ ОСНОВІ

Поява матричних оптичних перетворювачів і фотокамер на їх основі розкриває широкі можливості їх використання для світлотехнічних вимірювань. Ці вимірювання відрізняються від традиційних способів оперативністю, достатньою точністю, можливістю комп'ютерної обробки і запису інформації. Тому в даній роботі ставилася задача проведення комплексу робіт по розробці методики і створенню технічних засобів градування як матричних приймачів, так і фотокамер з даними приймачами в цілому, а також проведення вимірювань з їх допомогою.

З цією метою була змонтована установка, схема якої приведена на рис. 1. Як джерело світла використовували світлодіод, світловий потік якого виміряли за допомогою інтегрального фотометра з діаметром фотометричної кулі 0,35 м.

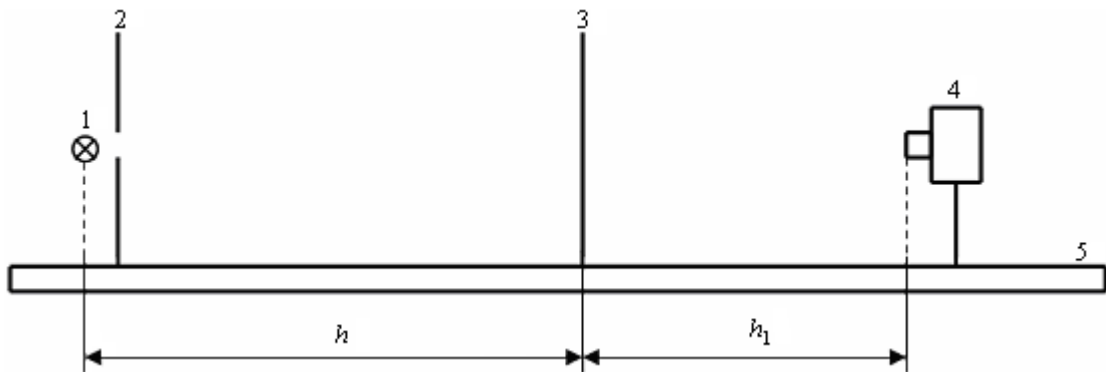


Рис. 1. Схема установки для градування фотокамери з матричними оптичними перетворювачами

(1 – світлодіод; 2 – діафрагма; 3 – екран; 4 – фотокамера; 5 – фотометрична лава)

В якості екрану використовували пластину з матового скла (рис. 2). За допомогою люксметра вимірювалася освітленість його поверхні. Зміну освітленості і відповідно яскравості проводили шляхом зміни відстані h від джерела світла до екрану. За результатами вимірювання будувалася градувальна крива. Яскравість зображення визначали за наступною формулою:

$$Y = 0,21 \cdot R + 0,72 \cdot G + 0,07 \cdot B,$$

де R , G , B – червона, зелена та синя компоненти зображення відповідно.

На основі даної залежності за допомогою цифрової фотокамери OLYMPUS E-420 було проведено ряд вимірювань освітленості та яскравості поверхонь з відомим коефіцієнтом відбивання світлового потоку, а також їх розподілів.



Рис. 2. Зображення екрану

ЕНЕРГОЕКОНОМІЧНІСТЬ ТА ОКУПНІСТЬ ЕЛЕКТРОННИХ ПУСКОРЕГУЛЮВАЛЬНИХ АПАРАТІВ ДЛЯ ЛЮМІНЕСЦЕНТНИХ ЛАМП

Аналіз змісту директиви EU/2000/55 ЕС стосовно заборони електромагнітних пускорегулювальних апаратів (ЕмПРА) для люмінесцентних ламп (ЛЛ) з метою заміни їх на енергоекономічні електронні ПРА (ЕПРА) показав, що висока енергоефективність ЕПРА характерна лише для комплекту ЛЛ-ЕПРА. ККД власне ЕПРА класів А3 (73 %) і А2 (77 %) для ЛЛ потужністю 30 Вт нижчі ніж у ЕмПРА класів В2 (79 %) і В1 (83 %). Менша споживана комплектом ЛЛ-ЕПРА потужність в більшості випадків обумовлена не меншими втратами в ЕПРА, а меншою потужністю ЛЛ на високій частоті, при якій її світловий потік дорівнює світловому потоку ЛЛ на частоті 50 Гц.

Щодо терміну окупності ЕПРА, то тут також ситуація не є однозначною. Результати відповідних розрахунків, проведені нами за виразом (1), показали, що прийнятний термін окупності ЕПРА ($T_O \leq 5$ р.) може мати місце тільки в промисловості і то виключно для ЛЛ потужністю 58 і 70 Вт при переході від ЕмПРА класу С до ЕПРА класу А3 (5,11 р.) або до класу А2 (3,75 р.), а також при переході від класу В2 до А2 (4,69 р.)

$$T_O = (C_{ЕПРА} - C_{ЕмПРА}) / (q \cdot (P_{К.Е} - P_{К.Ем}) \cdot T_C) \quad (1)$$

де T_O – термін окупності ЕПРА, застосованого замість ЕмПРА, роки; $C_{ЕПРА}$, $C_{ЕмПРА}$ – ціна ЕПРА і ЕмПРА відповідно, грн. ЕПРА і ЕмПРА для ЛЛ потужністю 36 Вт фірми Прато (Росія) коштують 131,58 грн. та 24,69 грн. відповідно; q – тариф на електроенергію, грн./(кВт·год.); $P_{К.Е}$, $P_{К.Ем}$ – максимальна споживана потужність комплектом „ЛЛ+ПРА” з ЕПРА та ЕмПРА певних класів за енергоємністю відповідно, кВт; T_C – середнє число годин світіння ДС в освітлювальних установках за рік складає в: сільському господарстві – 1250 год./рік, житловому секторі – 1500 год./рік, сфері послуг – 1900 год./рік, промисловості – 2600 год./рік, інших сферах – 2000 год./рік.

Таким чином, пряма заміна ЕмПРА на ЕПРА при нинішніх тарифах на електроенергію в побутовому секторі ($q=24,46$ коп./(кВт год.)) навіть при $T_C = 1500$ год./рік (в той час як в більшості країн світу $T_C \leq 600$ год./рік) з економічної точки зору абсолютно збиткова. В сфері послуг і промисловості ($q=72$ коп./(кВт год.)) згадані заміни можуть бути економічно вигідними тільки в окремих випадках. В тих випадках, коли вкрай необхідно створити комфортне світлове середовище (освітлення класів в школах, аудиторій в вищих учбових закладах, офісах, на виробництві при виконанні точних зорових робіт тощо) держава повинна виділяти додаткові кошти для закупівлі світильників з ЕПРА. А такі популярні та досить надійні світильники з ЕмПРА потрібно не забороняти, а продовжувати використовувати у так званих неробочих зонах, де перебування людей непостійне або обмежене у часі. Це вокзали, передпокої, коридори, сходинокві клітки, підсобні приміщення, склади, метро, фойє кінотеатрів, театрів, концертних залів тощо. Не заборона, а конкурентна боротьба повинна вирішувати тривалість перебування ЕмПРА на світлотехнічному ринку.

Секція: **ОБЛАДНАННЯ ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ**

Керівники: доц. **О. Закалов**, проф. **З. Мазяк**

Секретар: доц. **О. Лясота**

УДК 664

О. Закалов, І. Погорілець, Н.Войтків

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ОСНОВНІ ВИМОГИ ПРИ КОНСТРУЮВАННІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ

При конструюванні нового обладнання харчових виробництв, нові конструкції повинні характеризуватися високими техніко-економічними показниками. Основними параметрами віднесеними до продуктивності обладнання є: маса, габаритні розміри, площа яку займає обладнання харчових виробництв; розхід електроенергії, води, пари; маса дефіцитних і дорогих матеріалів; вартість обслуговування та інші витрати, пов'язані з експлуатацією обладнання, поточних і капітальних ремонтів; вартість машини і амортизаційні відрахування.

Технологічне обладнання харчових виробництв повинно задовольняти вимоги прогресивної технології, тобто технологія диктує прийняття конструкторських рішень при створенні нового технологічного обладнання. Конструкція машин повинна бути механічно надійною, тобто мати міцність, стійкість і довговічність.

Особливе значення для харчової промисловості має вибір матеріалів для виготовлення робочих органів обладнання. Вибраний матеріал повинен бути стійким при дії на нього оброблювальних середовищ. Крім того, робочі органи технологічного обладнання повинні володіти високою зносостійкістю.

Конструкція машини повинна бути технологічною, вона повинна відповідати вимогам оптимальних технологічних процесів її виготовлення. Тому при створенні нового обладнання повинні виконуватись дві основні вимоги: забезпечення високої продуктивності і довговічності; досягнення максимальної економічності при виготовленні і експлуатації.

Інтенсифікація виробництва потребує створення технологічного обладнання з великою частотою обертання робочих органів. При цьому деталі які обертаються повинні бути статично і динамічно збалансовані. Незбалансовані швидкообертові вузли і деталі викликають вібрації опор і перекриттів будівель, надмірне зношування підшипників, збільшення розходу електроенергії, зниження продуктивності обладнання і технологічного ефекту роботи обладнання, збільшення експлуатаційних витрат, пов'язаних з ремонтом і заміною зношених деталей. Сили тертя у вузлах є одним з недоліків, тому необхідно прагнути до зменшення сил тертя рухомих частин.

Всі робочі органи повинні мати індивідуальний електропривод. Для збільшення ККД привода і забезпечення найбільш раціонального використання електроенергії необхідно використовувати вмонтовані електродвигуни. Це не тільки зручно і безпечно в роботі, а також забезпечить в подальшому перехід на автоматичний режим роботи обладнання.

Сконструйоване технологічне обладнання повинно відповідати вимогам техніки безпеки, мати гладку обтікаючу форму. Також необхідно забезпечити відсутність застійних зон, де можливе накопичення продукту. Обладнання повинно складатися з окремих легкоз'єднювальних блоків, що полегшує розбору, переміщення і зборку при монтажі і ремонті. Технологічне обладнання повинно мати просту будову, невелику масу і малі габаритні розміри.

ДОВГОВІЧНІСТЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КУТЕРА

Загальновідомо, що на м'ясопереробних підприємствах фарш подрібнюють переважно в кутерах. Тонкоподрібнений фарш є основною складовою для виготовлення більшості варених ковбасних виробів. Варто додати, що якість фаршу, тривалість подрібнення та енергоспоживання досить суттєво залежать від конструкції самих ножів, а саме від таких конструктивних особливостей: товщина леза ножа, чистота поверхні ножа, вид різальної кромки та їх кількість, площа бічної поверхні ножа. Врахування всіх факторів, які впливають на енерговитрати при різанні, має вирішальне значення при розробці конструкцій робочих органів технологічного обладнання для подрібнення м'ясної сировини. Не менш важливим для виробництва є довговічність робочих органів, адже чим рідше необхідно знімати та переточувати робочі органи, тим більш тривалий термін вони прослужать і тим менші будуть виробничі витрати на технічне обслуговування обладнання, що неодмінно відіб'ється на собівартості продукції.

Нами розроблена нова конструкція ножа для кутера (рис. 1). Даний ніж є двостороннім, що дозволяє проводити обробку більш широкого асортименту м'ясосировини та підвищує його довговічність.

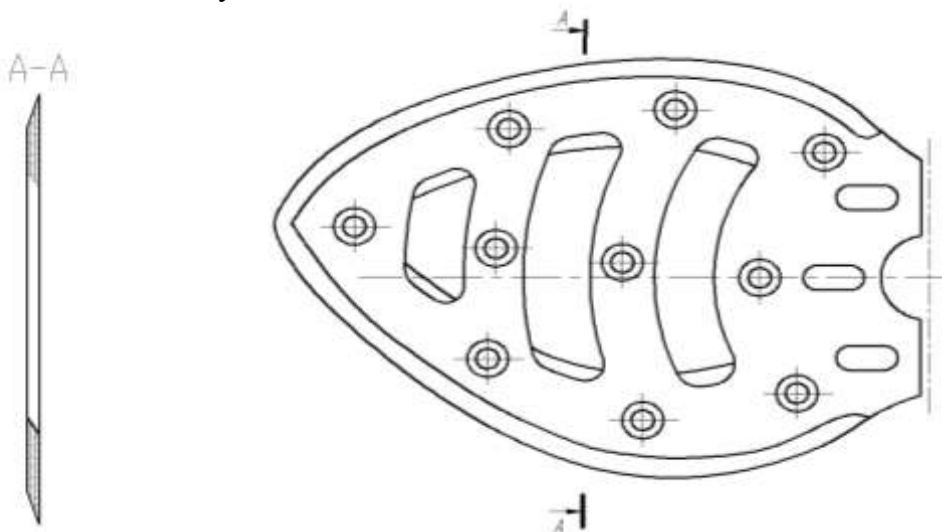


Рисунок 1. Двосторонній ніж для кутера.

Крім того, ніж містить лезо серпоподібної форми, виконаний складеним з щільно прилеглих і таких, що копіюють форму одна одної, двох зовнішніх і однієї внутрішньої пластин однакової товщини. Пластини утворюють на серпоподібній поверхні ножа ріжучу площину із загальним кутом нахилу і сполучені між собою по контуру потайними заклепками. Задня неробоча кромка ножа виконана у формі опуклої назовні логарифмічної спіралі, а робоча серпоподібна поверхня ножа виконана у формі спіралі Архімеда. Крім того, на бічній поверхні ножа виконані профільні отвори. Менші пластини виготовлені зі сталі твердістю HRA 50-52 і ударною в'язкістю 19-25 Дж/см², а найбільша пластина – зі сталі з твердістю HRA 75-77 та ударною в'язкістю 85-95 Дж/см². Таке рішення дозволяє підвищити довговічність і ремонтпридатність ножа кутера, розширити його універсальність. Таким чином, у вказаному ножі поєднані всі попередньо запропоновані нами напрацювання.

ПОКАЗНИКИ ЯКОСТІ ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ М'ЯСНОЇ СИРОВИНИ

Один з пріоритетних напрямків розвитку агропромислового комплексу держави є забезпечення населення України високоякісною м'ясною продукцією в достатній кількості і за доступними цінами. Виробництво сировини, яку використовують для приготування фаршевої м'ясної продукції скорочується, ціни на неї зростають, попит на дорогу м'ясну продукцію знижується, що приводить до погіршення економічних показників діяльності м'ясопереробної промисловості. М'ясопереробні підприємства шукають нові шляхи вирішення цієї проблеми.

Під час технологічної переробки м'ясної сировини операції подрібнення займають більше 70% виробничого часу. Тому для сучасних м'ясопереробних підприємств актуальною залишається задача подальшого удосконалення процесу різання сировини у м'ясоподрібнювальних машинах. Адже якість фаршу залежить не лише від якості вихідної сировини, але й від ступеня його подрібнення і вологомісткості, які визначаються конструктивними і технологічними параметрами м'ясоподрібнювальних машин, кінематикою і динамікою процесу і особливо геометричними параметрами ножів, їх трансформацією в процесі різання.

Отже якість обладнання є одним з найважливіших показників роботи підприємства м'ясної промисловості. Як відзначалося вище головним чинником, що забезпечує якість фаршевих м'ясних виробів є процес подрібнення, тому для вдосконалення процесу подрібнення встановлено наступні основні показники якості та визначено параметри, які впливають на процес подрібнення, що дозволить варіювати процесом подрібнення сировини для отримання м'ясного фаршу із заданими властивостями.

Встановлено, що основними параметрами процесу подрібнення, які можна вимірювати та представляти в числовій формі є:

- показники сировини до подрібнення, що характеризують фізико-хімічні, та санітарно-гігієнічні властивості сировини;
- показники подрібнювального обладнання характеристика камери, різальних органів шнеку та електроприводу, кожен з яких має у своєму складі ряд показників, які суттєво впливають на подрібнення і якість отриманої сировини;
- показники самого процесу подрібнення: швидкість подачі сировини, швидкість пересування сировини, тиск у зоні різання. Процес подрібнення формує структурно-механічні властивості сировини після подрібнення а саме граничну напругу зсуву, ефективну в'язкість, адгезію, консистенцію, щільність сировини, розмір часточок подрібненого фаршу, та вихід сировини після подрібнення;
- показники сировини після подрібнення, що характеризують структурно-механічні, технологічні та санітарно-гігієнічні властивості сировини.

Шляхи забезпечення цих показників та їх параметрів полягають в удосконаленні технології подрібнення сировини з використанням сучасного обладнання, застосуванні різних видів ножів для подрібнення м'яса з підвищеним умістом з'єднувальної тканини.

УДК 628.322

Т. Вітенько, Т. Зарецька, Н. Чорній

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ГІДРОДИНАМІЧНА КАВІТАЦІЯ У ХАРЧОВІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ. РЕЗУЛЬТАТИ І ПЕРСПЕКТИВИ

У процесах харчової промисловості важливе місце відводиться питанням ресурсо- та енергозбереження. Доцільність застосування гідродинамічної кавітації з метою вирішення цих питань підтверджується багаточисельними результатами наведеними у працях І.М. Федоткіна, А.Ф. Немчина, М.А. Промтова, В.Ф. Юдаєва, О.І. Некоза та ін. Увага авторів у даній галузі зосереджена на розробленні суперкавітуючих пристроїв та можливостей їхнього технологічного застосування. Особливістю таких пристроїв є гідродинамічний спосіб збурення кавітації у потоці рідини, що реалізується за допомогою встановлених у робочій камері реактора каверностворюючих тіл (дисків, конусів, сфер, циліндрів, крильчаток), які можуть бути статично закріпленими чи рухатись.

Основою роботи є наукові дослідження авторів, де розглянуто кавітаційні ефекти з точки зору їхнього використання в окремих технологічних процесах харчових виробництв. Їхній об'єктивний аналіз дасть змогу оцінити переваги й недоліки даного методу впливу на технологічні середовища та визначити перспективність подальших досліджень у цьому напрямку. Сказане повною мірою відноситься до процесів гомогенізації пастеризації, розчинення, екстрагування, які часто використовуються у харчовій промисловості.

У лабораторних умовах проведено ряд експериментальних досліджень щодо обробки молока у пристроях статичного і динамічного типів за різних параметрів процесу (температури, тривалості та режимів оброблення). Якість молока під час зберігання оцінювали за зміною титруємої кислотності. Порівняльні дослідження динаміки зміни кислотності свіжого та обробленого молока проводили у термостаті за температури 20°C. Для оцінки ефективності способу аналізували наростання титруємої кислотності з часом у пробах молока після електрооброблення (параметри режиму 1-50,11-11 В), гомогенізації, пастеризації (за температури 70°C) та оброблення у кавітаційних пристроях. Встановлено, що доцільною є додаткове кавітаційне оброблення молока після пастеризатора (72°C), що дає змогу збільшити термін зберігання молока на 12 год без зміни складових частин молока. Аналогічний результат отримано стерилізацією молока за температури >95°C. Слід зазначити, що на стерилізацію необхідно великі витрати тепла й внаслідок теплового впливу відбуваються зміни складових частин молока.

Порівняння запропонованого методу з електрообробленням засвідчило майже однаковий результат. Проте для забезпечення належного впливу необхідне специфічне обладнання, затрати на електроенергію. Такий спосіб можливий для оброблення лише малих об'ємів сировини, а внаслідок дію струму можуть відбуватись небажані зміни складових частин молока.

Поряд із впливом на флору молока спостерігається й гомогенізація молочного жиру. Для оцінки ефективності кавітаційної дії досліджували зміну коефіцієнта гомогенізації, що визначався методом центрифугування. Встановлено, що за шестикратної циркуляції найкращий результат отримано у триступеневому статичному пристрої за температури 72°C. Більшу ефективність оброблення за температури 72°C можна пояснити зниженням в'язкості жирових кульок, розм'ягченням їхніх ліпідних оболонок, а також тим, що відбувається часткова

термодеаерація продукту. Із збільшенням часу обробки, а відповідно і кратності циркуляції результат погіршувався. Це можна пояснити руйнуванням ліпідних оболонок жирових кульок та їхнім подальшим укрупненням. Встановлено, що існує оптимальна віддаль від сопла до перешкоди, за якої ступінь гомогенізації найбільша. За відстані до перешкоди 20 мм і шестикратного оброблення молока в кавітаційному пристрої значення коефіцієнта гомогенізації становило 62%. Згідно отриманих даних із збільшенням віддалі між соплом і перешкодою до 60 мм і незмінній швидкості руху рідини та температурі коефіцієнт гомогенізації зменшується до 20 %. Із подальшим збільшенням віддалі спостерігається збільшення коефіцієнта гомогенізації до критичного значення 70%, що відповідає відстані 100 мм від сопла до перешкоди.

Пояснити вплив величини віддалі між соплом та перешкодою на коефіцієнт гомогенізації можна наступним чином. За умови зміни положення перешкоди відносно сопла змінюється геометрія і об'єм парогазових порожнин. За відстані в 20 і 100 мм спостерігається найінтенсивніше утворення каверн малих розмірів і їхнє швидке сплескування одразу ж за перешкодою. За умови збільшення віддалі розмір каверн збільшується, а інтенсивність їхнього утворення зменшується, що веде до зменшення коефіцієнта гомогенізації.

Цікавими виявились результати щодо розчинення сухого молока в молоці за умови турбулентного та кавітаційного режимів перемішування. Результати експериментальних досліджень засвідчили суттєву інтенсифікацію процесу. Це можна пояснити тим, що кавітація сприяє прояву ряду ефектів пов'язаних із фізико-хімічними властивостями рідини. Відбувається турбулізація пограничного дифузійного шару рідини кавітаційними бульбашками, виникає висхідний та низхідний рух рідини біля поверхні твердої частинки, забирання насиченого приповерхневого шару рідини та доставка на поверхню свіжої рідини з низькою концентрацією. Виникають нестационарні аспекти масовіддачі, які, як відомо, характеризуються високими значеннями коефіцієнтів масовіддачі. Всі ці фактори створюють значні зсувні зусилля на поверхні твердої частинки, що призводить до зменшення величини дифузійного шару, збільшує його рухливість, забезпечує оновлення концентрацій.

Досліджено також, що температура на процес розчинення практично не впливає. Такі результати говорять про зовнішньо-дифузійну кінетику розчинення сухого молока, коли інтенсивність розчинення визначається швидкістю підведення свіжого реагенту до поверхні твердих частинок. Незначне зниження концентрації за температури проведення процесу 60°C порівняно з 45°C, пов'язане з тим, що за такої температури починається коагуляція сироваткових білків і, відповідно, розчинність зменшується.

Аналіз фізико-хімічної дії кавітації на рідкі середовища та можливостей застосування кавітації у технології казеїну стали передумовою досліджень щодо впливу кавітаційної активації води на якість промивання продукту. Отримані результати засвідчили, що суттєвий вплив на показники готового продукту має якість промивання казеїну, а попереднє кавітаційне оброблення води дає змогу підвищити якість, а відповідно і сортність казеїну. Також вивчено особливості кінетики промивання казеїну в лабораторних умовах і розраховано коефіцієнти дифузії, що дасть змогу прогнозувати перебіг процесу. Оскільки кислі стоки залишаються невирішеним питанням для підприємств молочної промисловості, було проведено дослідження зміни титрованої кислотності промивної води з часом. Встановлено, що за умови промивання водою, попередньо обробленою у кавітаційному пристрої, значення титрованої кислотності промивної води після кожного промивання є меншим порівняно з кислотністю водопровідної води.

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ДОВГОВІЧНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ

При значному подорожчанні комунальних послуг виникає необхідність адекватного підвищення їх якості. В повній мірі завдання покращення якості послуг стоїть перед службами водопостачання населених пунктів.

Одним з суттєвих недоліків у постачанні населенню холодної і гарячої води є її нестабільна подача. Так під час припинення подачі води у мережу трубопроводів в останні попадає повітря. Процес заповнення повітрям трубопроводів супроводжується перепадами тисків, що негативно впливає на експлуатацію як мереж водопостачання в цілому, так і на надійність і довговічність роботи водозапірної арматури.

Крім того при обліку використаної води лічильниками споживачі змушені оплачувати об'єми пропущеного через лічильники повітря під час кожного заповнення водою мережі трубопроводів.

Відомі складні механізми відведення газів з трубопроводів, які працюють у напівавтоматичних або автоматичних режимах. Загальними недоліками таких механізмів є складність конструкцій, нерівномірний режим роботи, низька пропускна спроможність і ненадійність в роботі через можливість витікання рідини при низькому тиску в трубопроводі.

Для попередження згаданих негативних явищ у системі водопостачання нами запропоновані спеціальні механізми: відведення повітря з водопроводів, само запірний клапан, механізм відведення газів з гідравлічних систем.

Вирішення даного завдання можливе з використанням вищеперерахованих механізмів улюбій з гідравлічних систем.

Принцип роботи механізму відведення повітря з водопроводів ґрунтується на дії виштовхувальної сили Архімеда і сили тяжіння на нерухомо з'єднані клапан з поплавком.

Працює механізм відведення повітря з водопроводів так. Приєднувальний патрубок механізму накручують на кінець трубопроводу так, щоб корпус завжди знаходився у вертикальному положенні. При відсутності води у водопроводі клапан під дією власної ваги опирається диском з отворами на кільцеву опорну поверхню. Між конічною поверхнею корпусу і конічною поверхнею клапана передбачений кільцевий зазор, через який трубопровід сполучений з атмосферою. При заповненні трубопроводу водою повітря вільно виходить з нього через диск з отворами, поплавок з отворами і кришку. При попаданні води у верхню частину корпусу поплавка з отворами, густина якого менша за густину води, спливає, піднімаючи клапан, оскільки вони нерухомо з'єднані. При цьому конічна поверхня корпусу забезпечує герметичний контакт з конічною поверхнею клапана, і доступ води у верхню частину корпусу припиняється. При зменшенні рівня води у водопроводі тиск у нижній частині корпусу зменшується, клапан під дією власної ваги опускається на кільцеву опору і сполучення трубопроводу з атмосферою відновлюється.

Література.

1. Патент України №37142, МПК В01D19/00. Механізм відведення повітря з водопроводів/С.Балабан, В.Куц, В.Каспрук Бюл.№22, 2008р.
2. Патент України №46001, МПК В01D19/00. Самозапірний клапан/ С.Балабан, В.Куц, В.Каспрук Бюл.№23, 2009р.

УДК 628.322

В. Ворошук¹, М. Шинкарик¹, Л. Бринзей¹, О. Булянра²

(¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

(²Національний університет харчових технологій)

ОПТИМАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ РОБОТИ РОТОРНО-ВИХРОВОГО ЕМУЛЬСОРА

Роторно-вихрові емульсори, у порівнянні з іншими пристроями для обробки композиційних мас, мають ряд переваг, оскільки забезпечують рівномірну теплову і гідродинамічну обробку.

Для встановлення оптимальних параметрів роботи вибрано показники оцінки РВЕ як перемішуючого пристрою: ступінь перемішування, інтенсивність і питомі витрати енергії. Оцінку ступеня перемішування здійснено за концентрацією молочного жиру.

Ступінь перемішування I визначали за формулою:

$$I = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n},$$

де x_1, x_2, x_n – відносна концентрація взятих проб, яка розраховується за формулою:

$$x_i = \frac{c_1}{c_{i0}},$$

c_1, c_{i0} – об'ємні долі компонента в i -й пробі і апараті.

Інтенсивність обробки сиркової маси в роторно-вихровому емульсорі визначали за витратами потужності на здійснення повного технологічного циклу обробки.

Питомі витрати енергії визначали за формулою:

$$E = \frac{A}{m}.$$

Встановлено, що при збільшенні частоти обертання ротора питомі витрати енергії зростають в 1,3 рази, проте від 3000 до 4000 об./хв. вони зростають у двічі, при чому це зростання набуває експоненціального характеру.

Щодо продуктивності установки, то зі збільшенням числа обертів ротора вона зростає, проте при $n > 3250$ об./хв. стає майже постійною.

Обернено до продуктивності змінюється тривалість обробки. Таким чином оптимальні енергетичні і технологічні параметри емульсора знаходяться в межах 2750...3250 об./хв.

АЛФАВІТНИЙ ПОКАЖЧИК

Андрійчук В.	60
Антонов А.	57
Бабій А.	33
Базар О.	69
Балабан С.	72
Баран Д.	49
Білик С.	34,35
Біщак Р.	49,50,53
Бортник А.	68
Босюк П.	24
Бригадир Б.	5
Бринзей Л.	73
Булянра О.	73
Бутковська Л.	58
Васильків В.	6,30
Вітенько Т.	70
Войтків Н.	67
Ворощук В.	73
Гевко Б.	8
Гевко Іг.	7
Гладь В.	51
Гловин А.	23
Горлій Є.	17
Дзюра В.	28,42
Диня В.	9
Довбуш Т.	46
Дудін О.	30
Дутка А.	38
Закалов О.	67,68
Закордонець В.	61
Зарецька Т.	70
Зубченко І.	31
Зубченко О.	31
Івасечко Р.	10,16
Капаціла Б.	12
Капаціла Ю.	11
Каспрук В.	72
Кашуба Н.	29
Квас М.	13
Клендій М.	36
Клендій О.	36
Коваль В.	62

Ковальчук Я.	59
Колибаб'юк П.	57,58
Комар Р.	14
Коноваленко І.	50
Король О.	41
Кравець Н.	15,16
Кривий П.	17,29
Крупа В.	17
Кузів В.	63
Кутузова Н.	61
Куц В.	72
Левкович М.	20
Липовецький М.	64
Логуш І.	18
Луцик Н.	52
Луців І.	19
Любачівський Р.	37
Лясота О.	20,69
Марущак П.	49,50,52,53
Матвійчук А.	32
Мильніков О.	54
Наконечний М.	60
Наконечний Ю.	57,58
Окіпний І.	49,50,53
Олексишин О.	
Осадца Я.	65
Панасюк С.	21
Пилипець М.	22,23,24
Пилипець С.	5
Пиндус Ю.	56
Підгурський М.	46,54
Погорілець І.	67
Попович П.	38,39,40
Поталіцин С.	60
Пронкевич М.	25
Пулька Ч.	41
Радик Д.	6
Рибак Т.	33
Рогатинська Л.	47
Рогатинська О.	47
Романовський Р.	42
Саньоцький А.	26
Сенчишин В.	41
Сименів І.	55

Собчак А.	51
Солтисюк В.	34,35,43
Сорочак А.	56
Сташків М.	46
Тарасенко М.	61,66
Тихий І.	46
Федак С.	48
Федусь А.	62
Фльонц О.	18
Хорошун Р.	27
Цепенюк М.	44
Цьонь О.	38,39,40
Чвартацький І.	45
Чвартацький Р.	45
Чиж В.	72
Чорній Н.	70
Шарик М.	41
Шевчук О.	28
Шингера Н.	59
Шинкарик М.	73
Шульган І.	48
Ярема І.	57,58
Ясній В.	52
Ясній П.	48

ЗМІСТ

Б. Бригадир, С. Пилипець ЗМІЦНЕННЯ ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	5.
В. Васильків, Д. Радик ПОШУК РАЦІОНАЛЬНОЇ ПОСЛІДОВНОСТІ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ НА ОСНОВІ МЕТОДУ УНІФІКАЦІЙНОГО СИНТЕЗУ	6.
Іг. Гевко СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ	7.
Б. Гевко; О. Олексишин НОВИЙ ТИП ГНУЧКОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ	8.
В. Диня СПОСІБИ ОБРОБЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС З ВНУТРІШНІМ ЕЛІПТИЧНИМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ	9.
Р. Івасечко ДОРН ДЛЯ КАЛІБРУВАННЯ ГАРТОВАНИХ ШПОНКОВИХ ПОВЕРХОНЬ	10.
Ю. Капаціла РОЗРОБКА ЗАГАЛЬНИХ ПРИНЦИПІВ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ	11.
Б. Капаціла ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ СХЕМИ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ВІБРОАБРАЗИВНОГО ОБРОБЛЕННЯ	12.
М. Квас ПРИСТРІЙ ДЛЯ ШЛІФУВАННЯ СФЕРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ	13.
Р. Комар ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ У ПРИВОДІ ІЗ ЗАПОБІЖНО-КОМПЕНСУЮЧОЮ МУФТОЮ	14.
Н. Кравець ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИКИ ПЕРЕМІЩЕННЯ ФЛАКОНА ВЗДОВЖ КОСОЇ НАПРЯМНОЇ	15.
Н. Кравець, Р. Івасечко КОНВЕЄР ДЛЯ ЗАПОВНЕННЯ ЛІКАРСЬКИХ ПРЕПАРАТІВ В БАНКИ	16.
П. Кривий, В. Крупа, Є. Горлій ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ БАГАТО РІЗЦЕВИХ РОЗТОЧНИХ ГОЛОВОК З ОДНОЧАСНИМ ПОДІЛОМ ТОВЩИНИ ТА ШИРИНИ ЗРІЗУВАНОВОГО ШАРУ	17.
І. Логущ, О. Фльонц	18.

ВЕРСТАТ ДЛЯ ЗАТОЧУВАННЯ НОЖОВИХ БЛОКІВ ДЛЯ РОЗРІЗАННЯ ГЛАДКОЇ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ НА СМУГИ	19.
І. Луців	
АНАЛІЗ НЕРІВНОМІРНОСТІ АДАПТИВНОГО ЗВ'ЯЗКУ ПРИ РОБОТІ ВЕРСТАТНОГО ОСНАЩЕННЯ	20.
О. Лясота, М. Левкович	
ОБРОБКА СФЕРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ В ОДИНИЧНОМУ ВИРОБНИЦТВІ	21.
С. Панасюк	
МЕХАНІЗМ ПЕРІОДИЧНОЇ ПОДАЧІ ЗАГОТОВОК В ЗОНУ ОБРОБЛЕННЯ	22.
М. Пилипець	
АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНОСТІ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК ДЕТАЛЕЙ МАШИН	23.
М. Пилипець, А. Гловин	
МОДЕЛЮВАННЯ ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУРИ В СІЧЕНІ ЗАГОТОВКИ В ПРОЦЕСІ ФОРМОУТВОРЕННЯ ГВИНТОВИХ ДЕТАЛЕЙ	24.
М. Пилипець, П. Босюк	
ПРОЦЕСИ ДЕФОРМАЦІЇ ПРИ ПРОКАТУВАННІ ВНУТРІШНІХ РІЗЬБОВИХ ПОВЕРХОНЬ	25.
М. Пронкевич	
ПЛАВАЮЧА ГОЛОВКА ДЛЯ ОБРОБЛЕННЯ ДОВГОМІРНИХ ЗАГОТОВОК	26.
А. Саньоцький	
ДОСЛІДЖЕННЯ ІНЕРЦІЙНОГО МОМЕНТУ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ	27.
Р. Хорошун	
ПРИСТРІЙ ДЛЯ СКЛАДАННЯ ПРУТКОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ	28.
В. Дзюра, О. Шевчук	
ПРОТЯЖКА ДЛЯ ВИГОТВЛЕННЯ НАПІКРУГЛИХ ШВИНТОВИХ ШЛІЦЬОВИХ КАНАВОК	29.
П. Кривий, Н. Кашуба	
ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОЦЕСУ ЧИСТОВОЇ ОБРОБКИ ПЛОСКИХ ПОВЕРХОНЬ ВІБРООБКОЧУВАННЯМ	30.
В.Васильків; О.Дудін	
АСПЕКТИ ВИКОРИСТАННЯ ТЕХНОЛОГІЙ ВЕБ 2.0 У ДИСТАНЦІЙНОМУ НАВЧАННІ	31.
О.Зубченко, І.Зубченко	
КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ЗАСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ПРИВОДНИХ БАГАТОРЯДНИХ ЛАНЦЮГІВ	32.
А.Матвійчук	
КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ АВТОТРАКТОРНИХ ШИН	

ТА РІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ ДЛЯ ПОРІЗКИ А.Бабій, Т.Рибак	33.
ДОСЛІДЖЕННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ СИЛИ УДАРУ РІДИНИ ОБ СТІНКИ ПРЯМОКУТНОЇ ЄМНОСТІ ОБПРИСКУВАЧА ОПШ-2000-2 С. Білик, В. Солтисюк	34.
ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЯМОКОПАЧІВ С. Білик, В. Солтисюк	35.
СТРУКТУРНА МОДЕЛЬ ОЧИСНИХ РОТОРНИХ ДИСКІВ НАВІСНОГО КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ М. Клендій, О. Клендій	36.
ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИЙ ПАТРУБОК ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА Р. Любачівський	37.
ГВИНТОВИЙ ЗМІШУВАЧ З ПЕРЕСИПОМ П. Попович, О. Цьонь, А. Дутка	38.
ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДОВГОВІЧНОСТІ МОБІЛЬНИХ С/Г МАШИН П. Попович, О. Цьонь	39.
ОСОБЛИВОСТІ ДОСЛІДЖЕНЬ ХАРАКТЕРИСТИК ВТОМНОГО РУЙНУВАННЯ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ РАМ С\Г МАШИН П. Попович, Цьонь О.	40.
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ТРІЩИНОСТІЙКОСТІ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ НЕСУЧИХ РАМ С\Г ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ Ч. Пулька, В. Сенчишин, О. Король, М. Шарик	41.
ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ІНДУКЦІЙНОГО НАПЛАВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН З ВИКОРИСТАННЯМ ІНЕРЦІЙНИХ СИЛ (ВІБРАЦІЇ) В. Дзюра, Р. Романовський	42.
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПІДЖИВЛЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ПОТОКІВ В ГНУЧКИХ РУКАВАХ В. Солтисюк	43.
НАВІСНИЙ ЯМОКОПАЧ М. Цепенюк	44.
ДОСЛІДЖЕННЯ І ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМУ ПІДЙМАННЯ СТІЛИ РОТОРНОГО ЕКСКАВАТОРА І. Чвартацький, Р. Чвартацький	45.
УСТАНОВКА ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ ТА ЗМІШУВАННЯ	

КОРМІВ

- М. Підгурський, М. Сташків, Т. Довбуш, І. Тихий 46.
ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ МІНІМУМУ
ПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ДЕФОРМАЦІЇ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ
СТАТИЧНО НЕВИЗНАЧУВАНИХ СИСТЕМ
- О. Рогатинська, Л. Рогатинська 47.
ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РАБОТИ
ШВИДКОХІДНИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ
- П. Ясній, С. Федак, І. Шульган 48.
ДОСЛІДЖЕННЯ ГРАНИЧНОГО СТАНУ СТРУКТУРНО
НЕОДНОРІДНОГО МАТЕРІАЛУ З ТРІЩИНОЮ ЗА
ДОПОМОГОЮ ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ ANSYS
- Д. Баран, П. Марущак, Р. Біщак, І. Окіпний 49.
СТАДІЙНІСТЬ ЗАРОДЖЕННЯ МНОЖИННИХ ДЕФЕКТІВ
ЗА УМОВ МАЛОЦИКЛОВОЇ ВТОМИ
- Р. Біщак, І. Окіпний, П. Марущак, І. Коноваленко 50.
ВПЛИВ ПЛАСТИЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ ТА
НАВОДНЮВАННЯ НА ПАРАМЕТРИ МАГНІТНОЇ
ДЕФЕКТОСКОПІЇ
- В. Гладьо, А. Собчак 51.
КОРОЗІЙНА ПОШКОДЖУВАНІСТЬ СТАЛІ КОЛЕКТОРА
ПАРОПЕРЕГРІВАЧА
- П. Марущак, В. Ясній, Н. Луцик 52.
ОЦІНЮВАННЯ ГРАНИЧНОГО СТАНУ РОЛИКІВ МАШИН
БЕЗПЕРЕРВНОГО ЛИТТЯ ЗАГОТОВОК
- І. Окіпний, П. Марущак, Р. Біщак 53.
ВПЛИВ ТЕРМОМЕХАНІЧНОГО ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ НА
ТРИМКУ ЗДАТНІСТЬ СТАЛІ КОРПУСУ РЕАКТОРА
- О. Мильніков, М. Підгурський 54.
ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ В МІКРОЗОНАХ
КОНТАКТІВ СКЛО-МЕТАЛ ТА СКЛО-СИТАЛОЦЕМЕНТ
МЕТОДОМ ФОТОПРУЖНОСТІ
- І. Сименів 55.
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ УЩІЛЬНЮВАЛЬНИХ
ПАР ГІДРОПРИВОДІВ ЗАТВОРІВ
- А. Сорочак, Ю. Пиндус 56.
ДОСЛІДЖЕННЯ МІКРОСТРУКТУРИ МАТЕРІАЛУ ОСЕЙ
КОЛІСНИХ ПАР ЛОКОМОТИВІВ
- І. Ярема, П. Колибаб'юк, Ю. Наконечний, А. Антонов 57.
ВІДНОВЛЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ КУЛЬОВИХ КРАНІВ Ду-
50 «GROVE» ШЛЯХОМ РЕСТАВРАЦІЇ КУЛІ ТА
МОДЕРНІЗАЦІЇ ПОЛІМЕРНИХ УЩІЛЬНЕНЬ

Ю. Наконечний, І. Ярема, П. Колибаб'юк, Л. Бутковська ПЛАСТМАСОВІ ЛОПАТКИ ТУРБОДЕТАНДЕРІВ: РОЗРАХУНОК НАПРУЖЕНЬ В ЗАМКОВІЙ ЧАСТИНІ	58.
Н.Шингера, Я. Ковальчук СТАТИСТИЧНА ОЦІНКА ВЛАСТИВОСТЕЙ СТАЛІ ВСтЗпс НА ДІЛЯНЦІ ТЕРМІЧНОГО ВПЛИВУ ВІД ЗВАРНОГО ШВА	59.
В. Андрійчук, С. Поталіцин, М. Наконечний АКТУАЛЬНІСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ДЖЕРЕЛ СВІТЛА В СИСТЕМИ ЗОВНІШНЬОГО ОСВІТЛЕННЯ	60.
В. Закордонець, Н. Кутузова, М.Тарасенко ВПЛИВ ТЕПЛООВОГО РОЗІГРІВУ ДЖОУЛЯ НА КВАНТОВУ ЕФЕКТИВНІСТЬ СВІТЛОДІОДІВ	61.
В. Коваль, А. Федусь АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИМІРЮВАНЬ РІВНЯ ОСВІТЛЕНОСТІ ВІД СВІТИЛЬНИКІВ МІСЦЕВОГО ОСВІТЛЕННЯ	62.
В. Кузів ВИКОРИСТАННЯ ОПТИЧНОГО ВИПРОМІНЮВАННЯ ДЛЯ ЗАТВЕРДІННЯ ЛАКОФАРБОВИХ ПОКРИТЬ	63.
М. Липовецький ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ НАПІВПРОВІДНИКОВИХ ДЖЕРЕЛ СВІТЛА	64.
Я. Осадца ГРАДУЮВАННЯ МАТРИЧНИХ ОПТИЧНИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ ТА ФОТОКАМЕР НА ЇХ ОСНОВІ	65.
М. Тарасенко ЕНЕРГОЕКОНОМІЧНІСТЬ ТА ОКУПНІСТЬ ЕЛЕКТРОННИХ ПУСКОРЕГУЛЮВАЛЬНИХ АПАРАТІВ ДЛЯ ЛЮМІНЕСЦЕНТНИХ ЛАМП	66.
О. Закалов, І. Погорілець, Н.Войтків ОСНОВНІ ВИМОГИ ПРИ КОНСТРУЮВАННІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ	67.
О. Закалов, А. Бортник ДОВГОВІЧНІСТЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КУТЕРА	68.
О. Лясота, О. Базар ПОКАЗНИКИ ЯКОСТІ ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ М'ЯСНОЇ СИРОВИНИ	69.
Т. Вітенько, Т. Зарецька, Н. Чорній ГІДРОДИНАМІЧНА КАВІТАЦІЯ У ХАРЧОВІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ. РЕЗУЛЬТАТИ І ПЕРСПЕКТИВИ	70.

С.Балабан, В.Куц, В. Каспрук, В.Чиж 72.
ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ДОВГОВІЧНОСТІ
ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ

В. Ворощук, М. Шинкарик, Л. Бринзей, О. Булянра 73.
ОПТИМАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ РОБОТИ РОТОРНО-ВИХРОВОГО
ЕМУЛЬСОРА